3-W

ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Redakteur: **D. Meyer.**

Band 56.

(Sechsundfünfzigster Jahrgang)

1912.

Erstes Halbjahr.

Mit 5 Tafeln, 13 Textblättern und rd. 2350 Figuren im Text.

Berlin.

Selbstverlag des Vereines.

Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer.

Berlin W., Linkstraße 23/24.

Namenverzeichnis.

(* bedeutet Abbildung im Text.)

1) Mit Namen der Verfasser versehene Aufsätze, Vorträge u. dergl.

2) Literatur, besprochene Werke.

3) Zuschriften an die Redaktion.

Sachverzeichnis.

(* = Abbildung im Text; B = Besprechung von Büchern; Z = Zuschrift an die Redaktion; V. d. I. verweist auf den Anhang zum Sachverzeichnis.)

G.

H.

M.

T.

Z.

Verzeichnis der Berichtigungen.

Anhang.
Verein deutscher Ingenieure.

Patentverzeichnis.

Klasse 46. Luft- und Gasmaschinen.

Klasse 47. Maschinenelemente.

Klasse 49. Metallbearbeitung, mechanische.

Klasse 50. Müllerei.

Klasse 55. Papierherstellung.

Klasse 59. Pumpen.

Kl. 60. Regler für Kraftmaschinen.

Klasse 63. Sattlerei, Wagenbau, Motorwagen und Fahrräder.

Klasse 65. Schiffbau.

Klasse 77. Luftschiffahrt.

Klasse 81. Transport und Verpackung.

Klasse 82. Trocknerei.

Klasse 84. Wasser- und Grundbau.

Klasse 87. Werkzeuge.

Klasse 88. Wind- und Wasserkraftmaschinen.

Tafelverzeichnis.

Textblattverzeichnis.

Inhalt der im ersten Halbjahr 1912 herausgegebenen

Mitteilungen über Forschungsarbeiten.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 27. **Sonnabend, den 6. Juli 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Der Kraftverbrauch von elektrischen und hydraulischen Hebezeugen.[1]

Von **P. Eilert**, Maschinendirektor der Hamburger Freihafen-Lagerhaus-Gesellschaft.

Da zwischen den Anlagekosten hydraulischer und elektrischer Kraftwerke, die lediglich zum Betrieb einer größeren Zahl von Hebezeugen bestimmt sind, keine nennenswerten Unterschiede bestehen und die größeren Kosten der Beschaffung und Verlegung der Rohrleitungen gegenüber denjenigen von elektrischen Kabeln wieder durch die höheren Anlagekosten der elektrischen Hebezeuge ausgeglichen werden, so sind in nachstehender Berechnung die Anlagewerte unberücksichtigt gelassen und nur der Kraftverbrauch hydraulischer und elektrischer Hebezeuge oder die zur Erzeugung der betreffenden Kraftmengen aufzuwendenden Kohlenmengen in Vergleich gezogen.

Der Berechnung ist 1 cbm = 1000 ltr Druckwasser von 50 at zugrunde gelegt; die gleichwertige elektrische Kraft in Wattstunden ist:

$$1 \text{ cbm Druckwasser} = \frac{1000 \cdot 500}{75 \cdot 3600} = 1{,}852 \text{ PS-st}$$

$$= 1{,}852 \cdot 736 = 1363 \text{ W-st.}$$

Die Wirkungsgrade bei hydraulischen und elektrischen Kraftwerken sind:

Bei hydraulischem Betrieb.

Dampfmaschine $\eta_m = 0{,}87$; Pumpe $\eta_p = 0{,}85$; Rohrleitung $\eta_r = 0{,}94$; der Gesamtwirkungsgrad beträgt demnach

$$\eta = 0{,}87 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}94 = \mathbf{0{,}6951}.$$

Bei elektrischem Betrieb.

Dampfmaschine $\eta_m = 0{,}88$; Dynamo $\eta_d = 0{,}91$; Kabelnetz $\eta_k = 0{,}94$; der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = 0{,}88 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}94 = \mathbf{0{,}7527}.$$

Unter der Annahme, daß die Dampfmaschinen etwa 100 bis 150 PS leisten, werden mithin bei hydraulischem Betrieb 7,3 kg/PS$_i$-st, bei elektrischem wegen der Möglichkeit, größere Kolbengeschwindigkeiten und wirtschaftlicher arbeitende Steuerungen zu verwenden, nur 5,8 kg/PS$_i$-st Dampf verbraucht; wird in beiden Fällen 8fache Verdampfung angenommen, so werden

1) für 1 cbm Druckwasser an der Verbrauchstelle

$$\frac{1{,}852 \cdot 7{,}3}{0{,}6951 \cdot 8} = 2{,}431 \text{ kg},$$

2) für 1363 Wattstunden an der Verbrauchstelle

$$\frac{1363 \cdot 5{,}8}{736 \cdot 0{,}7527 \cdot 8} = 1{,}784 \text{ kg}$$

Kohle notwendig sein.

Hiernach stellt sich der Kohlenverbrauch für die gleichen Kraftmengen an der Verbrauchstelle bei elektrischem Betrieb um $\frac{0{,}647 \cdot 100}{1{,}784} = 36{,}27$ vH günstiger als bei hydraulischem.

Wenn also die elektrische Kraft wirtschaftlicher erzeugt werden kann als diejenige von Druckwasser, so ist weiter zu untersuchen, welches Ergebnis die Ausnutzung in den elektrischen und den hydraulischen Hebezeugen liefert.

Elektrische Aufzüge.

Zum Vergleich ist der elektrische Aufzug, Fig. 1, in einem Kontorhause der Hamburger Freihafen-Lagerhaus-Gesellschaft zugrunde gelegt. Die Tragkraft des Aufzuges entspricht dem Gewichte von 6 Personen einschließlich des Führers; die Förderhöhe beträgt 18,7 m. Der Aufzug wird durch eine viergängige Schnecke angetrieben. Das Kabinengewicht G von rd. 1200 kg und die Hälfte der Nutzlast sind durch ein 1425 kg schweres Gegengewicht G_1 ausgeglichen. Durch eine Hebelsteuerung wird der Umkehranlasser betätigt; die Geschwindigkeit der Kabine kann bis zu 1,25 m/sk gesteigert werden. Der Elektromotor mit Wendepolen leistet 12,5 PS.

Mit diesem Aufzuge hat man bei Belastungen zwischen 50 und 450 kg je 10 Doppelfahrten ausgeführt und dabei den Stromverbrauch durch zwei hintereinander geschaltete geeichte Zähler verschiedener Bauart gemessen. Die Mittel der Ablesungen sind in der nachstehenden Zahlentafel enthalten.

Auf eine Doppelfahrt sind demnach im Mittel

$$\frac{64{,}75 + 54{,}72 + 52{,}77 + 48{,}99 + 51{,}70 + 54{,}67}{6} = 54{,}6 \text{ W-st}$$

und auf eine Einzelfahrt = 27,3 »

verbraucht worden.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Hebezeuge) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 40 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Versuche mit einem elektrischen Aufzug.

Nr.	Versuch	Belastung kg	mittlere Geschwindigkeit m/sk	Stromverbrauch W-st	Stromverbrauch für Auf- und Abfahrt W-st
1	Auffahrt	50	0,935	15	64,75
1a	Abfahrt	50		49,75	
2	Auffahrt	125	0,917	17,15	54,72
2a	Abfahrt	125		37,57	
3	Auffahrt	200	0,890	21,62	52,77
3a	Abfahrt	200		31,15	
4	Auffahrt	275	0,890	26,68	48,99
4a	Abfahrt	275		22,31	
5	Auffahrt	350	0,870	34,15	51,70
5a	Abfahrt	350		17,55	
6	Auffahrt	450	0,858	42,82	54,67
6a	Abfahrt	450		11,85	

Fig. 1.
Elektrischer Aufzug für 450 kg Tragfähigkeit.

Da bei diesen Versuchen stets die ganze Hubhöhe von 18,7 m von der Kabine durchlaufen wurde, im praktischen Betrieb aber auf einer Fahrt wesentlich kürzere Strecken zurückgelegt werden, so wurden zur Bestimmung dieser mittleren Wegstrecken während eines vierwöchigen Betriebes außer dem Meßgerät für den Stromverbrauch auch noch ein Seilwegmesser und ein Fahrtenzähler eingeschaltet.

Aus diesen Messungen ergibt sich, daß im Durchschnitt täglich 650 Einzelfahrten von 9,8 m Hub gemacht und dafür 17725 W-st verbraucht wurden.

In diesem Stromverbrauch ist der Verbrauch für die Beleuchtung der Kabine und der Stockwerkanzeiger ebenfalls enthalten. Er sei mit 1800 W-st für eine 8stündige Betriebzeit in Abzug gebracht.

Im werktäglichen Betriebe stellt sich demnach der Stromverbrauch für die Einzelfahrt auf

$$\frac{17\,725 - 1800}{650} = \frac{15\,925}{650} = 24{,}5 \text{ W-st}$$

und der Stromverbrauch für 1 m Fahrt auf

$$\frac{24{,}5}{9{,}8} = 2{,}50 \text{ W-st.}$$

Hydraulische Aufzüge.

Die von einem hydraulischen Aufzuge von der Leistungsfähigkeit des beschriebenen elektrischen bei den gleichen Belastungen und Betriebsverhältnissen verbrauchten Druckwassermengen sollen nunmehr bestimmt und mit dem Verbrauch an elektrischer Kraft verglichen werden. Für die Berechnung des hydraulischen Aufzuges sei angenommen, daß der Betriebsdruck im Kraftwerk 50 at, derjenige im Schieberkasten $50 \cdot 0{,}94 = 47$ at beträgt. Der Wirkungsgrad eines hydraulischen Aufzuges bei 8facher Rollenübersetzung und zwei weiteren Ablenkrollen kann mit 50 vH angenommen werden. Der Kabinenhub beträgt wie beim elektrischen 18,7 m, s. Fig. 2.

Fig. 2.
Hydraulischer Aufzug für 450 kg Tragfähigkeit.

Bei diesem Aufzug kann weder ein Teil der Nutzlast noch das Kabinengewicht G von 1200 kg ganz ausgeglichen werden, weil zum Einleiten der Senkbewegung der leeren Kabine ein Uebergewicht von etwa 150 kg vorhanden sein muß. Das wird dadurch erzielt, daß man das Gegengewicht G_1 des hydraulischen Aufzuges um 100 kg leichter als das Kabinengewicht macht, und dazu kommt noch das Gewicht des Führers, der den Aufzug stets begleitet, mit etwa 50 kg.

Es ergibt sich hieraus ein Kolbenquerschnitt

$$F = \frac{450 \cdot 8}{47 \cdot 0{,}5} = 153{,}19 \text{ qcm.}$$

Zur Ausführung würde ein Tauchkolben von 140 mm Dmr. mit einem Querschnitt von 153,94 qcm zu wählen sein.

Da der Kabinenhub 18,7 m beträgt, so ergibt sich bei 8facher Rollenübersetzung ein Kolbenhub von

$$\frac{18{,}7}{8} = 2{,}3375 \text{ m oder } 233{,}75 \text{ cm.}$$

Mithin haben wir für eine Auffahrt der Kabine $153{,}94 \cdot 233{,}75 = 35983$ ccm oder rd. 36 ltr Druckwasser nötig.

Der hydraulische Aufzug, der ohne Lastabstufung gedacht ist, verbraucht bei den Auffahrten der Kabine, ganz gleich, ob mit einer oder mit sechs Personen belastet, immer die gleiche Druckwassermenge, dagegen wird für alle Abwärtsfahrten der leeren oder belasteten Kabine kein Wasser verbraucht.

Mithin beläuft sich der Wasserverbrauch für eine Auf- und Abfahrt von je 18,7 m bei einer Belastung in den Grenzen zwischen 0 und 450 kg stets auf 36 ltr.

Derselbe Aufzug würde, auf die werktäglichen Betriebsverhältnisse des vorgenannten elektrischen Aufzuges bezogen, bei täglich 650 Einzelfahrten und einem mittleren Kabinenhub von 9,8 m, wenn

Q die Druckwassermenge in ltr,
i » Anzahl der Einzelfahrten,
F der Kolbenquerschnitt in qdm und
L » Kolbenhub in dm

ist, an Druckwasser verbrauchen:

$$Q = \frac{i\,F\,L}{2} = \frac{650 \cdot 1{,}5394 \cdot \frac{98}{8}}{2} = 6129 \text{ ltr},$$

wobei sich die Einzelfahrten auf Auffahrt und Abfahrt gleichmäßig verteilen, da die Seilwege auf- und abwärts einander gleich sein müssen.

Es stehen also bei den hydraulischen und elektrischen Aufzügen für die gleichen Arbeitsleistungen 6129 ltr Druckwasser und 15925 W-st einander gegenüber, und es soll nunmehr der Kohlenverbrauch für die von den beiden Aufzügen beanspruchten Kraftmengen bestimmt werden.

Nach den Ergebnissen des ersten Versuches beträgt der mittlere Verbrauch des elektrischen Aufzuges bei den verschiedenen Belastungen und dem vollen Kabinenhub von 18,7 m für eine Auf- und Abfahrt 54,6 W-st.

Da, wie eingangs festgestellt, zur Erzeugung von 1363 Wattstunden 1,784 kg Kohlen notwendig sind, so ergibt sich z. B. für 650 Doppelfahrten mit 18,7 m Hub ein Kohlenverbrauch von

$$\frac{650 \cdot 54{,}6 \cdot 1{,}784}{1363} = 46{,}45 \text{ kg}.$$

Der unter den gleichen Verhältnissen arbeitende hydraulische Aufzug braucht für eine Auf- und Abfahrt bei 18,7 m Hub 36 ltr, mithin für 650 Doppelfahrten $650 \cdot 36 = 23400$ ltr Druckwasser.

Da zur Erzeugung von 1 cbm Druckwasser 2,431 kg Kohlen notwendig sind, so ergibt sich ein Kohlenverbrauch von

$$\frac{650 \cdot 36 \cdot 2{,}431}{1000} = 56{,}88 \text{ kg}.$$

Bei diesen Versuchen würde also der elektrische Aufzug um $\frac{10{,}43 \cdot 100}{46{,}45} = 22{,}45$ vH günstiger arbeiten.

Nach den Ergebnissen des werktäglichen Betriebes beträgt der Verbrauch des elektrischen Aufzuges bei 650 Einzelfahrten und 9,8 m durchschnittlichem Kabinenhub $17725 - 1800 = 15925$ W-st, zu deren Erzeugung

$$\frac{1{,}784 \cdot 15925}{1363} = 20{,}84 \text{ kg}$$

Kohlen erforderlich sind.

Bei denselben Betriebsverhältnissen braucht der hydraulische Aufzug 6129 ltr Druckwasser, oder

$$\frac{2{,}431 \cdot 6129}{1000} = 14{,}9 \text{ kg Kohlen},$$

demnach arbeitet der hydraulische Aufzug um

$$\frac{5{,}94 \cdot 100}{14{,}9} = 39{,}86 \text{ vH}$$

günstiger als der elektrische.

Dieses Ergebnis, wonach der elektrische Aufzug bei Versuchsfahrten mit 18,7 m Kabinenhub im Kraftverbrauch dem hydraulischen überlegen ist, ihm aber bei dem sich während der werktäglichen Benutzung ergebenden Kabinenhub von 9,8 m nachsteht, und die Erscheinung, daß der Verbrauch bei den kürzeren Fahrtstrecken des werktäglichen Betriebes nicht proportional geringer ausfällt, als bei den Versuchen mit vollem Kabinenhub von 18,7 m ermittelt worden ist, finden ihre Erklärung aus den in Fig. 3 (S. 1064/65) dargestellten Stromkurven.

Daraus ist zu ersehen, daß, wie bekannt, für das Anfahren der Kabine, also für die Beschleunigung der von der Kabine und dem Gegengewicht herrührenden Massen, erhebliche Strommengen erforderlich sind, die in einzelnen Fällen, je nachdem mehr oder weniger vorsichtig gesteuert wird, die Stromstärke im Beharrungszustand um ein vielfaches übersteigen. Hieraus ergibt sich, daß die mittlere Stromstärke für eine Einzelfahrt beim größten Hub der Kabine am geringsten ist und mit abnehmender Fahrtlänge steigt. Bei Fahrten mit kleinen Hubhöhen tritt kaum ein Beharrungszustand ein; durch Verminderung der Geschwindigkeit würde, wenn das bei den vorliegenden Verkehrsverhältnissen zulässig wäre, der Aufzugbetrieb wirtschaftlicher gestaltet werden können.

Von den Stromkurven ist ein Teil mit dem Kinematographen, der andre Teil mit einem von Siemens & Halske bezogenen Funkenschreiber aufgenommen. Bei der Aufnahme durch den Kinematographen wurde ein aperiodischer Strommesser in die Stromzuführleitung des Aufzuges eingeschaltet, von dessen Zeigerausschlägen während der etwa 20 sk dauernden Fahrt 14 Aufnahmen in der Sekunde, also insgesamt rd. 280 Aufnahmen für die Fahrt gemacht wurden. Die von den einzelnen Photographien abgelesenen Stromstärken wurden dann der Reihe nach als Ordinaten der Stromkurven aufgetragen.

Bei dem Funkenschreiber wurden die Kurven durch einen Funkenstrom aufgezeichnet, der von dem Zeiger eines stark gedämpften Strommessers auf den durch Uhrwerk betätigten Papierstreifen übergeleitet wurde. Obwohl die Stromkurven an zwei verschiedenen Fahrstühlen aufgenommen worden sind, zeigen sie doch große Uebereinstimmung.

Elektrische Speicherwinden.

Für den Vergleich ist eine für die landseitige Luke Nr. 3 des Blockes *R* beschaffte elektrische Winde herangezogen, die 750 kg Tragfähigkeit bei etwa 1 m/sk Hub- und Senkgeschwindigkeit hat, Fig. 4. Die Winde wird durch eine

Fig. 4.
Elektrische Speicherwinde für 750 kg Tragfähigkeit.

zweigängige Schnecke angetrieben, deren Achsdruck durch Kugellager aufgenommen wird. Die stählerne Schnecke ist aus dem Vollen geschnitten, und das unmittelbar auf der Trommelwelle sitzende Schneckenrad hat einen Zahnkranz aus Bronze. Der Verbund-Elektromotor mit Wendepolen, der mit der Schneckenwelle durch eine Kupplung verbunden ist, leistet 16 PS.

Fig. 3.

Stromverbrauchdiagramme des elektrischen Aufzuges.

1) Bei 18,7 m Hub.

Das Heben und Senken der Last oder der Vor- und Rückwärtslauf des Motors sowie die Regelung der Geschwindigkeit besorgen 5 Schützen, die ein Schalter steuert. Dieser wird, wie die Steuerung bei den hydraulischen Winden, durch ein in der Luke heruntergeführtes Steuergestänge betätigt, wobei die jeweilige Förderrichtung des Windenhakens mit der Bewegungsrichtung des Steuergestänges übereinstimmt.

Auch mit dieser Winde wurden nach Beendigung des Probebetriebes eingehende Versuche angestellt, wobei während mehrerer Tage der Stromverbrauch durch geeichte Zähler, die Zahl der Hübe und die zurückgelegten Hakenwege durch Seilwegmesser und Hubzähler festgestellt wurden. Nach diesen Beobachtungen ergab sich, daß im Durchschnitt täglich 443 Hakenhübe gemacht wurden. Die hierbei zurückgelegte Wegstrecke betrug 1477,8 m und der Kraftverbrauch 6150 W-st. Hiernach ist der mittlere Hakenhub $\frac{1477,8}{443} = 3,33$ m und der Kraftverbrauch für 1 m Hakenhub $\frac{6150}{1477,8} = 4,16$ W-st.

An diesen Ergebnissen fällt gegenüber denjenigen der Aufzüge auf, daß trotz der größeren Förderhöhe der Winde die mittlere vom Windenhaken zurückgelegte Wegstrecke wesentlich kleiner und der Kraftverbrauch hierfür erheblich größer ist. Das erklärt sich aus der vollständigen Verschiedenheit des Winden- und Fahrstuhlbetriebes. Während der Führer bei den Fahrstühlen ohne Unterbrechung seine Fahrt nach der gewünschten Stelle ausführt, muß der Lauf des Windenhakens innerhalb der jeweiligen Förderhöhe öfters unterbrochen werden. Wenn

zu Fig. 3.

Aufgenommen durch den Kinematographen.

Auffahrt. Abfahrt.

Aufgenommen durch einen Funkenschreiber.

Auffahrt. Abfahrt.

2) Bei verschiedenen Hubhöhen.

Aufgenommen durch den Funkenschreiber.

der Lasten entstehen starke Stromstöße, und es entfällt deshalb auf die mittleren Wegstrekken des Hakens ein ungewöhnlich hoher Stromverbrauch. Ueber die Stromverbrauch-Diagramme bei verschiedenen Belastungen dieser Winde gibt Fig. 5 Auskunft.

Auf die Bestimmung der innerhalb der Versuchszeit bei den einzelnen Windenhüben geförderten Gewichtmengen ist, weil zu schwierig, verzichtet worden. Hierdurch kann bei dem vorzunehmenden Vergleich der Kraftverbrauch der elektrischen Winde insofern nur im günstigsten Sinne beeinflußt werden, als im werktäglichen Betriebe die im Durchschnitt bei den einzelnen Hüben geförderten Lasten bei weitem nicht die höchste Tragfähigkeit der Winde erreichen, während die hydraulische Winde bei diesen verschiedenen Belastungen stets die gleiche der Höchst-Tragfähigkeit entsprechende Druckwassermenge verbraucht, die nach den Wegstrecken und Hüben der elektrischen Winde berechnet werden soll.

die Warenballen aus den Wasserfahrzeugen oder von den Wagen an der Landseite nach den einzelnen Böden aufgenommen werden, muß vorerst die Schlinge soweit angehoben werden, daß sie frei schwebt. Erst nach kurzer Hubunterbrechung kann die Schlinge weiter aufwärts bewegt werden. Dasselbe geschieht auch beim Absetzen der Waren aus den Speicherböden nach den Fahrzeugen. Nachdem die Warenschlinge angehoben und aus den Speicherluken herausgeschwenkt ist, muß zur Beruhigung der Schlinge erst eine kleine Pause eintreten. Da diese kurze Unterbrechung aber vielfach nicht genügt, um das Pendeln der Warenschlinge vollständig zu beseitigen, so kommt es vor, daß die Fahrt nach abwärts oder aufwärts vor dem Landen der betreffenden Warenschlinge nochmals unterbrochen wird. Auch beim Einholen der vor der Luke frei schwebenden Warenschlinge nach den Speicherböden werden nur ganz kurze Wegstrecken beim Senken des Hakens zurückgelegt, die etwa 0,5 bis 0,75 m betragen. Außerdem entstehen noch Hubunterbrechungen durch genaues Einstellen der Warenschlinge vor den Speicherluken oder kurz über den Land- und Wasserfahrzeugen, wo die Schlingen genau auf den von den Führern dieser Fahrzeuge bestimmten Stellen gelandet werden müssen. Alle diese kurzen Hubunterbrechungen werden vom Hubzähler als Hübe mitgezählt, wodurch die geringe mittlere Hubhöhe von 3,33 m zustande kommt.

Ebenso erklärt sich der ungleich größere Stromverbrauch der elektrischen Winde gegenüber den Aufzügen durch die Eigenart des Speicherbetriebes. Während die Aufzüge durch besonders angestellte Führer gesteuert werden, die für jede vorschriftswidrige Handhabung zur Verantwortung gezogen werden können, muß die Steuerung der Winden in den Speichern in die Hände der stets wechselnden Speicherarbeiter gelegt werden, die sich um die gegebenen Bedienungsvorschriften der Winden vielfach gar nicht kümmern. Das stellt außerordentlich hohe Anforderungen an die Betriebsicherheit und Einfachheit in der Handhabung dieser Hebezeuge, und es ist nicht zu erreichen, daß die Arbeiter das Ein- und Ausschalten der Winden mit der erforderlichen Vorsicht ausführen. Hierdurch, sowie durch die vielen Unterbrechungen des Hubes und das häufige Wiederanheben

Hydraulische Speicherwinden.

Für den Vergleich ist eine sogenannte Normalspeicherwinde, wovon eine große Zahl in den verschiedenen Lagerhäusern der Hamburger Freihafen-Lagerhaus-Gesellschaft aufgestellt ist, Fig. 6, gewählt. Die Winde hat 185 mm Kolbendurchmesser, 10fache Rollenübersetzung und ist, bei 47 at Druck im Schieberkasten, der elektrischen Winde bezüglich Tragfähigkeit sowie Hub- und Senkgeschwindigkeit mindestens ebenbürtig.

Diese Winde verbraucht bei 443 Hakenhüben täglich und 3,33 m mittlerem Hakenhub, wenn

Q die Druckwassermenge in ltr,
i die Anzahl der Hakenhübe,
F den Kolbenquerschnitt in qdm,
L den Kolbenhub in dm

bezeichnet, an Druckwasser

$$Q = \frac{i\,F\,L}{2} = \frac{443 \cdot 2{,}688 \cdot \frac{33{,}3}{10}}{2} = 1983 \text{ ltr.}$$

Unter gleichen Betriebsverhältnissen stehen somit 1983 ltr Druckwasser von 50 at und 6150 W-st einander gegenüber.

Da zur Erzeugung von 1363 W-st 1,784 kg und von 1 cbm Druckwasser 2,431 kg Kohlen nötig werden, so stellt sich der Kohlenverbrauch für den werktäglichen Betrieb bei 443 Hüben von je 3,33 m für die elektrische Winde auf $\frac{6150 \cdot 1{,}784}{1363} = 8{,}05$ kg, für die hydraulische Winde auf $\frac{1983 \cdot 2{,}431}{1000} = 4{,}82$ kg.

Demnach arbeitet die hydraulische Winde bezüglich des Kohlenverbrauches um $\frac{3{,}23 \cdot 100}{4{,}82} = 67{,}012$ vH günstiger als die elektrische.

Fig. 5.

Stromverbrauchdiagramme der elektrischen Winde.

Aufgenommen durch einen Funkenschreiber.

Heben. Senken. Aufnehmen und Absetzen nach oder von den Speicherböden.

Die Druckdiagramme der hydraulischen Winde bei verschiedenen Belastungen zeigt Fig. 7.

Es ist wohl nicht zu bezweifeln, daß dieses für die elektrische Speicherwinde äußerst ungünstige Ergebnis bezüglich des mechanischen und elektrischen Wirkungsgrades verbessert werden kann; solange man aber die besprochene elektrische Steuerung, die in der Handhabung mit der hydraulischen übereinstimmt, beibehält, werden noch manche Schwierigkeiten zu überwinden sein, ehe die Anforderungen des Speicherbetriebes erfüllt werden.

Bei einer Regelbarkeit in weiten Grenzen soll namentlich das Anheben der Lasten je nach der Art der Waren auch bei der höchsten Belastung sanft, mit der geringsten Beschleunigung erfolgen; anderseits soll z. B. beim Hereinholen der Warenschlinge nach den Speicherböden die vor der Luke frei schwebende Last aus der Ruhelage beim Senken plötzlich in vollste Geschwindigkeit versetzt werden können. Das sind Bedingungen, die mit hydraulischen Winden spielend leicht, mit elektrischen Winden aber ohne Preisgabe der zwangläufigen Bewegung zwischen Elektromotor und Windenwerk sehr schwer zu erfüllen sind. Nur durch Vergleich mehrerer nach verschiedenen Grundsätzen gebauter elektrischer Speicherwinden wird festgestellt werden können, ob und inwieweit diese Bedingungen ohne Aufwand von großen Anlaßstromstärken erfüllt werden können.

Fig. 6.

Hydraulische Speicherwinde für 750 kg Tragfähigkeit.

Vergleich der Strom- und Druckdiagramme der elektrischen und hydraulischen Winden.

Aus den Diagrammen der hydraulischen Winden ist ersichtlich, daß für das Anheben der ruhenden Lasten ein erheblich geringerer Kraftaufwand als bei den elektrischen Hebezeugen erforderlich ist. Hierbei ist noch zu berücksichtigen, daß dieser Mehrverbrauch an Kraft bei den hydraulischen Hebezeugen in Wirklichkeit nur eine bessere Ausnutzung des stets zur Verfügung stehenden Akkumulatordruckes, aber keinen größeren Druckwasserverbrauch darstellt. Die Folge davon ist, daß sich bei dem hydraulischen Hebezeugbetrieb das Anheben der Lasten im Kraftwerk nicht unangenehm bemerkbar machen kann, weil immer nur die normale Druckwassermenge geliefert zu werden braucht.

Ganz anders ist dies aber bei dem elektrischen Hebezeugbetrieb. Hier verbrauchen die einzelnen Hebezeuge beim Anheben und Senken der Lasten aus der Ruhelage eine 3- bis 4 mal größere Kraft, als im Beharrungszustand zum Heben der Lasten nötig ist.

Da es bei einem Betriebe mit einer größeren Anzahl von Hebezeugen usw. unvermeidlich ist, daß mehrere Hebewerke gleichzeitig angelassen und in Bewegung gesetzt werden, so ist es klar, daß beim elektrischen Betrieb die Leistungsfähigkeit des Kraftwerkes erheblich größer sein muß als beim hydraulischen Betrieb.

Was für den Hebezeugbetrieb zutrifft, gilt auch für alle diejenigen Hub-, Dreh- und Schubwerke, bei denen große Massen in verhältnismäßig kurzer Zeit in Bewegung gesetzt werden sollen.

Die Vorteile des hydraulischen Betriebes bestehen:

1) In der großen Betriebsicherheit der Hebezeuge, dadurch, daß Lastweg und Geschwindigkeit von der Handhabung der äußerst einfachen Steuerung vollkommen abhängig sind. Ernst sagt in seinen »Hebezeugen«: »Solange noch ein Tropfen Wasser durch die Steuerung strömt, ist die volle Arbeitsfähigkeit des Hebezeuges gewährleistet.« Unter diesen Umständen bleibt der Lauf des Hebezeuges bis zum letzten Augenblick ganz in der Gewalt des die Steuerung handhabenden Mannes, und es bietet keine Schwierigkeit, von der Ruhelage aus mit ganz beliebiger Steigerung in eine größere Geschwindigkeit überzugehen. Ebenso kann mit derselben Genauigkeit von größerer auf kleinere Geschwindigkeit übergegangen und die Last in genau bestimmter Höhe angehalten werden. Im Gegensatz hierzu bleibt beim Umsteuern von Elektromotoren die in Bewegung begriffene Last noch eine kurze Zeit sich selbst überlassen, und ihr Anhalten ist mehr oder minder zweifelhaft wegen der Wirkung einer besondern Bremse, die erst nach Unterbrechung der Stromzufuhr in Tätigkeit gesetzt werden darf. Der Auslaufweg ist dann abhängig von der Last, so daß ein Anhalten an bestimmter Stelle nicht leicht zu erzielen ist.

2) In der größeren Lebensdauer und infolgedessen geringeren Abschreibungen.

3) In den geringeren Kosten für Ausbesserung und Wartung der Hebezeuge.

4) In der Möglichkeit, das Druckwasser für Feuerlöschzwecke zu benutzen.

Fig. 7.

Druckdiagramme der hydraulischen Winde.

Die Ruhepausen zwischen den einzelnen Arbeitstufen sind durch Kreise dargestellt.

Heben. — **Senken.** — **Aufnehmen und Absetzen nach oder von den Speicherböden.**

Dagegen bestehen die Nachteile:

1) In der größeren Raumbeanspruchung beim Unterbringen der Hebezeuge in Gebäuden.

2) In der Frostgefahr, die bei den klimatischen Verhältnissen in Europa nicht zu unterschätzen ist. Es ist deshalb nicht mehr ratsam, für alle der Witterung unmittelbar ausgesetzten Hebezeuge Druckwasser zu verwenden. Z. B. entstehen beim Betrieb von hydraulischen Kaikranen dadurch Schwierigkeiten, daß einzelne Krane über die werktägliche Zeit hinaus in Betrieb gehalten werden müssen. In solchen Fällen muß das ganze Rohrnetz oder ein großer Teil davon unter Druck stehen, und da hierbei wegen des geringen

Wasserverbrauches für einen genügenden Umlauf in allen Teilen des Rohrnetzes nicht gesorgt werden kann, so ist es schwer, das Einfrieren von toten Rohrstrecken und den Anschlußleitungen zu verhindern.

Ferner ist das Verschieben der Kaikrane auf den Gleisen bei hydraulischem Betrieb wesentlich umständlicher als bei elektrischem. Man kann allerdings statt der Anschlußrohrleitungen auch Schläuche anwenden, doch sind diese Beschädigungen durch den Kaibetrieb ausgesetzt.

Bei nicht sorgfältiger Wartung der hydraulischen Krane bleibt das Abtropfen von Druckwasser aus Stopfbüchsen usw. eine unangenehme Begleiterscheinung während der Frostzeit, das abtropfende Wasser gefriert und überzieht die Gleise und Straßen mit Eis.

Auch für die Aufzüge und sonstigen Hebeeinrichtungen in den Geschäftshäusern der Städte wird überall dort, wo es sich nur um eine geringe Anzahl solcher Hebezeuge handelt, der hydraulische Betrieb nur noch vereinzelt in Frage kommen.

Der Umstand, daß heute jede Stadt ein Elektrizitätswerk besitzt, dessen Kabel fast in allen Straßen verlegt sind, sichert den elektrischen Hebezeugen ein wachsendes Anwendungsgebiet, und da in solchen Fällen auch die Anlagekosten eines eigenen Kraftwerkes für Druckwasser vermieden, somit die Ausgaben für Erhaltung und Wartung des Werkes erspart werden, so wird der Betrieb einfacher und in den meisten Fällen auch billiger zu führen sein.

Anderseits kann überall dort, wo die hydraulischen Leitungen und Hebezeuge frostsicher verlegt werden können und wo es sich um eine größere Anzahl von Kranen und Speicherwinden handelt, deren Handhabung in die Hände stets wechselnder Arbeiter gelegt werden muß, wo also an die Betriebsicherheit die höchsten Anforderungen zu stellen sind, ferner bei Personen- oder Lastaufzügen und Hebebühnen der hydraulische Hochdruckbetrieb immer noch mit großem Vorteil verwendet werden, da er bezüglich der besondern Anforderungen auf diesem Gebiete noch unübertroffen dasteht und in bestimmten Fällen auch wirtschaftlich dem elektrischen Betrieb überlegen ist.

Zusammenfassung.

Nach einer einleitenden Bemerkung über die Anlagekosten und Wirkungsgrade hydraulischer und elektrischer Kraftwerke und Berechnung der für die Erzeugung von 1 cbm Druckwasser und der gleichwertigen elektrischen Energie erforderlichen Kohlenmengen wird der Kraftverbrauch eines elektrischen Aufzuges und einer Speicherwinde mit einem gleichwertigen hydraulischen Aufzuge und einer gleichwertigen Winde verglichen. Dabei wird mittels der bei verschiedenen Belastungen und Hubhöhen genommenen Stromverbrauchs-Diagramme festgestellt, daß beim Durchfahren der ganzen Hubstrecke ohne Anhalten das elektrische Hebezeug dem hydraulischen überlegen ist, daß aber bei den vorliegenden Betriebsverhältnissen im werktäglichen Betriebe bei mehrfachem Anhalten innerhalb der Hubgrenze das hydraulische Hebezeug, ganz abgesehen von seinen praktischen Vorzügen, auch in wirtschaftlicher Beziehung günstigere Ergebnisse als das elektrische Hebezeug liefert.

Ferner wird durch die Darstellung der Strom- und Druckdiagramme der elektrischen und hydraulischen Hebezeuge veranschaulicht, daß ein Kraftwerk für den Betrieb einer bestimmten Zahl elektrischer Hebezeuge größer als ein solches für die gleiche Zahl hydraulischer Hebezeuge bemessen werden muß.

Schließlich werden die Vor- und Nachteile des hydraulischen Betriebes gegenüber dem elektrischen skizziert.

Die Hülfszüge der Großherzoglich Badischen Staatseisenbahnen.[1]

Von Oberbaurat **Courtin** in Karlsruhe.

(hierzu Textblatt 14)

Die Einrichtungen der Badischen Staatsbahnen zur Beseitigung der Folgen von Eisenbahnunfällen sind jüngstens einer durchgreifenden Erneuerung unterzogen worden, deren Mittelpunkt die im nachfolgenden beschriebenen Hülfszüge bilden. Entsprechend den bei jedem schweren Eisenbahnunfall zu bewältigenden Aufgaben: bestmögliche Behandlung der zu Schaden gekommenen Personen, rasche Wegräumung der Trümmer und Freilegung der gesperrten Gleise, besteht jeder dieser Hülfszüge aus einem Arztwagen, einem Wagen mit den Geräten und Werkzeugen zum Beseitigen und Aufgleisen der beschädigten Betriebsmittel, dem Gerätewagen, und einem dritten Fahrzeuge, das als Aufenthalts- und Ruheraum der mit der Räumung befaßten Beamten und Arbeiter dient, dem Mannschaftswagen. Fig. 1 gibt die Seitenansicht eines solchen Hülfszuges wieder. Im ganzen sind je sechs Geräte- und Mannschaftswagen und fünf Arztwagen beschafft worden und, zu Hülfszügen vereinigt, auf geeigneten Bahnhöfen des Netzes, das hierfür in bestimmte Bezirke eingeteilt ist, bereitgestellt[2]).

Die allgemeine Ausarbeitung der Entwürfe für die Wagen wurde vom maschinentechnischen Bureau der Generaldirektion besorgt. Bei der Einrichtung des Arztwagens erwarb sich der Vertrauensarzt der Badischen Staatsbahnen, Hr. Medizinalrat Dr. Blume in Philippsburg, durch seinen sachverständigen ärztlichen Rat und seine unermüdliche Unterstützung den lebhaften Dank der Eisenbahnverwaltung.

Der leitende Gedanke bei der Aufstellung der Entwürfe war der, daß bei leichten, ohne Schädigung von Menschenleben und nahe dem Standort des Hülfszuges verlaufenen Unfällen von voraussichtlich kurzer Dauer der Räumungsarbeiten nur der Gerätewagen auszurücken braucht, während bei größeren Vorkommnissen dieser Art oder weiter vom Standort entfernten Unfällen auch der Mannschaftswagen mitgenommen wird. Der Arztwagen soll nur bei Unfällen verwendet werden, die Schädigungen von Menschenleben zur Folge hatten.

Die sämtlichen Fahrzeuge sind dreiachsig mit in besondern Gestellen verschiebbaren Mittelachsen gebaut und haben folgende Hauptabmessungen:

	Gerätewagen	Mannschafts- und Arztwagen
Länge über die Puffer gemessen . . m	14,22	14,14
Radstand der Außenachsen . . . »	8,9	8,9
äußere Länge } des Wagenkastens . »	12,61	11,26
» Breite } des Wagenkastens . »	2,80	3,00
Dienstgewicht . . . . t	21,45	22,90 Arztwagen 21,00 Mannschaftswagen

Die Arzt- und Mannschaftswagen haben eiserne Untergestelle mit hölzernem, die Gerätewagen solche mit eisernem Kastengerippe; die Wagenkasten sind beim Arzt- und Mannschaftswagen mit Blech, beim Gerätewagen mit Holz verkleidet und, wie alle Bahndienstwagen der Badischen Staatsbahnen, hellgrau angestrichen.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 45 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Die nahe beisammen liegenden Stationen Heidelberg und Mannheim haben nur einen gemeinsamen, in Heidelberg aufgestellten Arztwagen.

Beim Arztwagen sind Wände, Decke und Boden, beim Mannschaftswagen nur die Wände mit doppelten Verschalungen versehen. Der Gerätewagen hat nur einfache Verschalungen. Beim Arztwagen ist der Raum zwischen den Bodenverschalungen zum Vermindern des Geräusches und zum Wärmeschutz mit Korkstein ausgefüllt.

Die Wagen sind mit Handbremse sowie selbsttätiger und nicht selbsttätiger Westinghouse-Bremse versehen, die auf sämtliche Räder wirken.

Die Fahrzeuge werden von der Lokomotive aus, oder, wenn eine solche nicht verfügbar ist, durch Kohlenöfen geheizt und durch hängendes Pintsch-Gasglühlicht beleuchtet. Außerdem sind sie mit Notbeleuchtung durch Laternen mit Lichtpatronen versehen.

Der Gerätewagen, Fig. 2 bis 10, ist durch eine Querwand in zwei ungleich große Räume von etwa 1/5 und 4/5 der Kastenlänge geteilt, die durch geräumige seitliche Schiebetüren zugänglich sind. Der größere Raum hat außerdem noch eine doppelte Flügeltür in der Stirnwand, um auch auf eingleisiger, von der Seite nicht oder schwer zugänglicher Strecke zum Inhalt des großen Raumes gelangen zu können. Zum Aus- und Einladen der zum Teil recht gewichtigen Geräte dienen breite, zum Einhängen an den Türöffnungen eingerichtete Treppen (1), die im dienstbereiten Wagen zwischen den Schiebetüren auf dem Wagenboden liegend und innen an der Stirnwandtür aufrechtgestellt untergebracht sind.

Rechts von der Stirnwandtür in der Ecke des Wagens steht ein Gestell (2) für die Kompositions-Kupfer-Satz- und halb dieser Büchsen sind in einem besondern Kasten (13) die Signalmittel für außergewöhnliche Zugdeckung (Magnesiumfackeln mit Sturm-Streichhölzern, Knallkapseln, 2 Handlaternen, rote Signalflagge) und ein Behälter mit Verbandmitteln für die erste Hülfeleistung bei Verletzungen, wie sie bei den Räumungsarbeiten vorkommen können, untergebracht. Der Kasten (14) links daneben enthält einen Storchschnabel zur Aufnahme der Querschnitte von Radreifen.

Unterhalb des Fensters hängt ein Haspel (15) mit 20 m Feuerwehrschlauch; rechts daneben auf einem Wandbrett sind das zugehörige Strahlrohr und Uebergangstücke zum Anschluß der Schlauchleitung an die Speiseleitung der Lokomotiven aufgestellt (16). Unter dem Haspel steht auf dem Boden der Kohlenkasten (17) für den daneben befindlichen Heizofen (18); dahinter an der Querwand ist ein Dampfheizkörper (19) mit Abstellvorrichtung befestigt.

Die Mitte der Querwand nimmt ein Fachgestell (20) ein (Schnitt *e-f*), in dem eine Anzahl Kokosmatten als Unterlagen beim Arbeiten unter Fahrzeugen auf nassem, steinigem oder schmutzigem Boden verstaut ist. Darüber befinden sich 10 Laternen (21) für die Notbeleuchtung des Wagens und daneben in einem Kästchen (22) ein Vorrat von Lichtpatronen und Glühkörpern, sowie Werkzeuge für die Gasbeleuchtung.

Auf der Decke des Fachgestelles (20) sind 4 Handlaternen und 3 große, zur Beleuchtung der Unfallstelle bestimmte Lokomotivlaternen mit Blendspiegeln, sowie die Zugschluß-Laterne aufgestellt. An dem noch freien Teil der

Fig. 1.

Hülfszug der Großherzoglich Badischen Staatseisenbahnen.

Vorschlaghämmer, Schrotmeißel und Stieldurchschläge. Darunter auf dem Boden wird der Vorrat an Stielen für Aexte, Hämmer und sonstige Werkzeuge verwahrt. Darüber hängt an der Stirnwand eine Handsäge. Entlang der von der Stirnwand aus gesehen rechten Seitenwand erstreckt sich ein großes Gestell mit vier Fächern, worin folgende Geräte und Werkzeuge untergebracht sind: zunächst 15 Rutschbleche (3) zum Eingleisen von Fahrzeugen, darüber (4) eine größere Anzahl Schraubenschlüssel und 4 Stück Schraubenkupplungen, darüber (5) Feilen, Raspeln, Bohrwinkel und -ratschen nebst Bohrern, Schraubzwingen, Klammern, Schienenhaken und Lochstempel, sowie ein tragbares Kästchen mit Nägeln und Splinten (7); im obersten Fach endlich (6): Körner, Beißzangen, Reibahlen, Schraubenzieher, Kreuz- und Flachmeißel, Durchschläge, Handhämmer, Holzbohrer und Handfeger.

An der Querwand des Gestelles sind übereinander vier tragbare kleine Werkzeugkasten aufgestellt (8), die je zwei Kreuz- und drei Flachmeißel, drei Durchschläge, zwei Handhämmer und eine Beißzange enthalten. An der Oeffnung der Schiebetür befinden sich in einem eisernen Gestell (9) eine Anzahl langer Meißel, je eine Sprenggabel und Pufferzange, sowie zwei Kehrbesen. An der Längswand hängen über dem Fachgestell rechts und links von dem mit einem zum Aufklappen eingerichteten Schutzgitter versehenen Fenster verschiedene Beile, Sägen, englische Schraubenschlüssel, eine Meßlatte usw., Fig. 2.

Jenseits der Türöffnung stehen an der rechten Längswand auf dem Boden 2 Gasentwickler für Azetylen-Sturmfackeln (10) mit den zugehörigen Brennern und Blendspiegeln (11), darüber 10 Büchsen Kalziumkarbid (12). Ober-

Querwand und der Seitenwand des Gestelles (20) hängen die Signalscheiben für den Zugdienst. Die beiden Oberwagenlaternen sind an der Querwand des Schrankes (23) aufgesteckt, in dem die Vorräte und die verschiedenen Handkannen für Schmier-, Erd- und Rapsöl und Oelspritzen untergebracht sind. In einem Verschlag (24) auf der Schrankdecke liegt der Vorrat an Putzwolle.

An dem nun folgenden Teil der andern Seitenwand, Fig. 3, befindet sich zunächst ein großes Fachgestell mit sechs Geschossen, in dessen drei unteren Abteilungen (25) Spannschlingen für die Schienen zum Aufgleisen entgleister Fahrzeuge liegen. Die folgende Abteilung (26) enthält die Klauenkupplungen zum Hochheben entgleister Drehgestelle und zwei Drahtseile sowie eine Anzahl Bindestricke. In den beiden obersten Fächern (27) befinden sich verschiedene kräftige Hanftaue und Seilschlingen.

In der Ecke an der Schiebetür sind in einem eisernen Gestell (28) mehrere Hebeisen untergebracht.

Jenseits der Schiebetür steht auf dem Boden der eiserne Kettenkasten (29) für 12 Ketten verschiedener Gliedstärke, Länge und Ausrüstung mit Haken und Spannschlössern. Daneben steht eine tragbare Werkbank (30) mit Schraubstock und Rohrklammern, darüber eine Gießkanne. An der Wandfläche zwischen dem Fenster und dem Notbremshahn (31) hängen zwei Schienenzangen und ein Sägebock. In der Ecke an der Stirnwand endlich stehen übereinander zwei eiserne Wassereimer, daneben ein zweiter Dampfheizkörper (32) mit Abstellvorrichtung, Schnitt *l-m*.

Im freien Mittelraum steht, Fig. 4, nahe der Stirnwandtür eine hölzerne Tragbahre für Werkzeuge (33); dann ein Gestell (34) mit vier Stockwinden sowie sechs Teleskopwin-

den von 20 t Tragkraft und jenseits der Treppe (1) für die Seitenwandtür ein weiteres Gestell (35) mit 16 Fußwinden von 5 bis 10 t Tragkraft und zwei Hebeisen zur Beihülfe beim Kuppeln von Lokomotiven und Tendern. An einer Querverbindung der Decke über dem Windengestell sind eine Spurlehre (36), Schnitt *g-h*, und die Dreibeine (37) für die großen Standlaternen aufgehängt, Fig. 3. Nahe der Stirnwandtür hängt an der Decke eine Tragbahre (38) für Verletzte, Fig. 2.

zusammen etwa 6 cbm eichene Schwellen (47) und kleinere Unterlaghölzer (46) bergen.

Gegen Herausfallen bei Verschubstößen sind diese Hölzer in der unteren Abteilung durch zwei eiserne Vorlegbäume, in der oberen durch kräftige leicht herausnehmbare Vorsetzgitter geschützt.

Durch zwei Luftsauger in der Wagendecke in Verbindung mit Lüftungsöffnungen (48) unten in der Stirnwand wird das Trocknen von beim Gebrauch naß gewordenen Hölzern befördert. Mit solchen Luftsaugern ist auch der große Raum versehen. Beide Räume werden zusammen durch vier Deckenlampen mit eisernen Schutzkörben erleuchtet. In einem Doppelkasten unterhalb des Wagenbodens, Fig. 1, werden ein weiteres Kubikmeter eichener Schwellen (49) und eine Anzahl von Hacken, Picken, Hand- und Schneeschaufeln sowie Spaten (50) verwahrt. Unterhalb des Wagenbodens, von außen leicht erreichbar, sind im Untergestell des Wagens 12 Stück 4,5 m lange Doppelkopfschienen (51) gelagert, die beim Eingleisen von Fahrzeugen benutzt werden, Schnitt *l-m*.

Fig. 2 bis 10. Gerätewagen.

Längsschnitt.

Längsschnitt.

Grundriß.

In der kleineren Abteilung des Wagens sind am Fuße der Querwand, Schnitt *c-d*, sechs Einfahrschuhe (39) und darüber auf zwei Trägern drei Stützbäume (40) zum Absprießen bedrohlich geneigter Fahrzeuge gelagert. Zwei darüber befindliche Holzfächer enthalten eine größere Zahl von Rad- und sonstigen Holzkeilen (41), Pechkränzen (42) und Harzfackeln (43) sowie eisernen Keilen und Unterlagplatten (44). Am oberen Ende der Querwand hängen vier Pfannen für Pechkränze (45). Der nach der Stirnwand zu gelegene Teil dieses Raumes, Schnitt *a-b*, ist durch einen Zwischenboden in 2 Abteilungen (46) und (47) geteilt, die

Auf dem Dache ist eine 7 m lange Leiter (52) befestigt; eine zweite von 4 m Länge (53) hängt außen an der einen Längswand, Schnitt *l-m*.

Alle Fächer, Schränke und Verschläge sind zur Erleichterung des Zurechtfindens und der Ordnung im Wagen mit deutlichen Aufschriften über ihren Inhalt nach Art, Stückzahl usw. versehen. Bei den an den Wänden befestigten Werkzeugen und Geräten sind zur Erleichterung des Einräumens an den für sie bestimmten Stellen die Umrisse der

Schnitt *a-b*. Schnitt *c-d*.

Schnitt *e-f*. Schnitt *g-h*.

Schnitt *i-k*. Schnitt *l-m*.

betreffenden Stücke in natürlicher Größe mit schwarzer Farbe auf dem hellgrauen Innenanstrich aufgemalt.

Fig. 11 (Textblatt 14) gibt eine Innenansicht des großen Geräteraumes von der Stirnwandtür aus wieder.

Der Mannschaftswagen, Fig. 12 bis 19, hat an jedem Ende einen offenen, mit Kratzeisen zum Reinigen der Füße versehenen Vorplatz (1), der mit Uebergangsbrücke und beweglichen Schutzgeländern ausgestattet ist. Die untersten Stufen der zu den Vorplätzen führenden Treppen reichen besonders weit herunter, um einen bequemen Zutritt zum Wagen auch auf freier Strecke zu ermöglichen, überschreiten in dieser Stellung aber die zulässige Umgrenzung und sind zum Hochklappen eingerichtet.

Das Innere des Wagens zerfällt in ein kleines Gelaß für den Aufsichtsbeamten, den Aufsichtsraum, und zwei größere, ohne Zwischentür miteinander zusammenhängende Räume für die Arbeiter, den Küchen- und Mannschaftsraum. Vom Küchenraum aus ist der in den Aufsichtsraum einspringende Abort zugänglich.

Im Aufsichtsraum steht rechts von der Stirnwandtür ein zum Herausziehen eingerichteter Polstersitz (2) mit Lederüberzug. Durch ein an der inneren Querwand des Raumes hochgeklapptes Polster (3) kann dieser Sitz in ein Ruhebett umgewandelt werden, das gelegentlich auch zur Aufnahme von bei dem Räumungsgeschäft verletzten Arbeitern zu dienen hat. Ueber dem Sitz ist ein Gepäcknetz, darunter sind zwei Dampfheizkörper angeordnet, Schnitt *a-b-c-d*.

Links von der Tür hängt an der Stirnwand ein Klapptisch (4). Die beiden Kasten (5) und (6) in der durch den Einbau des Abortes gebildeten Ecke enthalten Fernsprecheinrichtungen, die dazu dienen, von der Unfallstelle auf freier Strecke aus einen Anschluß mit der nächsten Haltestelle, dem nächsten Wärterposten oder Stellwerk herzustellen. Der Kasten (5) verbleibt in der Regel als Geber und Empfänger im Wagen, kann aber auch außerhalb, z. B. an einer Telegraphenstange, aufgehängt werden, während der mit gleicher Einrichtung versehene Kasten (6) an die Anschlußstelle verbracht wird. Die Verbindung bildet ein zweiadriges Kabel, das auf einer mit Kabeltrommel versehenen Tragbahre (7) an der Decke des Aufsichtsraumes aufbewahrt wird und unmittelbar auf dem Boden verlegt, aber auch an den Telegraphenstangen der Strecke, an Bäumen oder dergl. aufgehängt werden kann. Wo Leitungen für Streckenfernsprecher vorhanden sind, kann unmittelbar an diese angeschlossen werden.

Unter dem Fernsprecher (5) liegen hinter einem Schutzgitter zwei weitere Dampfheizkörper (8). Die zur Dampfheizung gehörige Abstellvorrichtung (9) sitzt an der Längswand des Einbaues für den Abort. Daneben befindet sich ein zum Hochklappen eingerichtetes Waschbecken (10) und über diesem ein umlegbares Stehpult (11) mit Fachgestell (12). Daneben sitzt der Notbremshahn (13) der Westinghouse-Bremse, Schnitt *e-f-g-h*.

In dem nun folgenden Küchenraum steht an der Querwand zwischen den beiden Türen zum Aufsichtsraum und Abort ein in verschiedene Fächer geteilter Schrank zur Aufnahme von Lichtpatronen (14) für die Notbeleuchtung, Handtüchern (15), einem Vorrat Kernseife (16), einer größeren Zahl von Schutz-Joppen und -Mänteln für Arbeit bei nasser Witterung (17) und Seilen zum Aufhängen zu trocknender Kleidungsstücke (18). Ueber dem Schrank befindet sich in einem Verschlag (19) ein Vorrat an Putzwolle.

An der äußeren Seitenwand des Schrankes ist ein Hakenbrett (20) zum Aufhängen der Handtücher angebracht.

Der nebenanliegende Abort mit Wasserspülung zeigt die allgemein übliche Ausstattung und wird durch einen kleinen Heizkörper (21) erwärmt.

An der Längswand des Küchenraumes, auf der Seite des Abortes, folgt zunächst ein Klappwaschbecken (22) mit je einem Behälter für Schmierseife (23) und Scheuersand (24). Das Gebrauchswasser für die Waschbecken (10) und (22) und die Abortspülung fließt aus einem Wasserbehälter (25) von 480 ltr Inhalt zu, der im Dach oberhalb der Querwand gegen den Aufsichtsraum gelagert ist und durch Anschlußstutzen von unten aus gefüllt wird. Rechts vom Waschbecken steht ein zweiflammiger Gasherd (26), daneben ein mit Kochplatte mit zwei Einsätzen versehener Kohlenofen (27) zur Heizung des ganzen Wagens bei Ausfall der Dampfheizung. Dazu gehören zwei eiserne Kasten für die Kohlen (28) und das Schürzeug (29). In der Ecke gegen den Mannschaftsraum zu befindet sich ein großer abstellbarer Dampfheizkörper.

Die Ecke der gegenüberliegenden Längswand nimmt ein größerer Schrank (30) ein, der 20 Anzüge und sonstige Ausrüstungsstücke, wie Erkennungsbinden für die zur Bergung von Verletzten und Toten hinzugezogenen Mann-

schaften, Handleder für die Räumungsmannschaften sowie zwei grüne Signalflaggen (31) enthält, die auf der Unfallstelle als Kennzeichen für vorsichtiges Anfahren von Lokomotiven an den Wagen ausgesteckt werden. Weiterhin erstreckt sich an der Längswand unterhalb der Fenster eine große, als Sitzbank eingerichtete Truhe (32) zur Aufnahme der Arbeits- oder Straßenkleider der Mannschaften u. dergl. In der Ecke an der Querwand gegen den Aufsichtsraum ist noch ein abstellbarer Dampfheizofen (33) angeordnet. Fig. 20 in der Ecke an der Stirnwand steht ein Dampfheizkörper (37). Der Teil des Raumes links von der Eingangstür enthält drei zum Hochklappen eingerichtete Tische (38) mit je 2 Bänken, an denen gleichzeitig etwa 18 Arbeiter Platz nehmen können. Unter einem Teil der Bänke liegen Dampfheizkörper (39); der Rest ist als Sitztruhen ausgebildet. Ein Teil der Truhen dient zur Aufnahme von Arbeiterkleidern, ein andrer zum Unterbringen der Laternen für die Notbeleuchtung des Wagens (40) und von Geräten (41), wie Besen, Schrubbern, Aufwascheimern und -tüchern usw. zum Reinhalten des Wagens.

Fig. 12 bis 19. Mannschaftswagen.

Längsschnitt.

Längsschnitt.

Grundriß.

(Textblatt 14) stellt eine Innenansicht des Küchenraumes dar, gegen den Aufsichtsraum gesehen, dessen Polsterbank durch die geöffnete Tür zu erkennen ist.

Am Durchgang zum Mannschaftsraum befindet sich links ein Geschirrschrank (34) mit Kannen für Trinkwasser, Kochtöpfen, Kaffegeschirr u. dergl. Die daneben nahe bis ans Ende dieses Raumes sich erstreckenden Sitztruhen dienen zur Aufnahme von 10 Wascheimern (35) und 10 Paaren mit Filz gefütterter Lederstiefel (36) zur Arbeit in Kälte, Nässe und Schnee.

An der Wand über diesen Truhen hängen Gepäcknetze;

Auch die Querwände dieses Teiles des Aufenthaltsraumes sind zur Aufnahme von Gepäcknetzen ausgenutzt. Nahe der Stirnwandtür, an der Decke, hängt eine Tragbahre (42) für Verletzte.

Der Wagen wird durch 7 in der Decke sitzende Luftsauger und die gleichfalls mit Saugern versehenen Gaslampen der Innenräume belüftet. Außen am Wagenuntergestell ist eine 5 m lange Leiter (43) befestigt, Schnitt *n-o-p-q*.

Aufschriften an allen Schränken, Truhen usw. verweisen auf den Inhalt und Zweck der einzelnen Geräte.

Courtin: Die Hülfszüge der Großherzoglich Badischen Staatseisenbahnen.

Fig. 11. Gerätewagen.

Fig. 20. Küchenraum des Mannschaftswagens.

Fig. 21. Aufenthaltsräume des Mannschaftswagens.

Fig. 29. Arztwagen.

Fig. 30. Arztwagen.

Fig. 31. Liegeraum des Arztwagens.

Fig. 21 (Textblatt 14) zeigt das Innere des Mannschaftsraumes, aufgenommen gegen die äußere Stirnwand.

Die **Arztwagen**, Fig. 22 bis 28 und 29 bis 31, Textbl. 14, sind mit ähnlichen Vorplätzen ausgestattet wie die Mannschaftswagen. Ein Unterschied besteht nur insofern, als die Geländer an den Stirnseiten der Vorplätze bei den Arztwagen in wagerechte Lage umgeklappt werden können, um Tragbahren durch die Stirnwandtüren leichter ein- und ausbringen zu können. Die Türen sind mit zwei Flügeln versehen, von denen der breitere dem regelmäßigen Verkehr dient, während der für gewöhnlich festgeriegelte schmalere Flügel nur geöffnet zu werden braucht, um Tragbahren oder sonstige breitere Ausrüstungsstücke des Wagens durchzubringen; auch die Stirnwandtür des Aufenthaltsraumes am Mannschaftswagen ist so gebaut. Der Arztwagen ist durch eine Querwand mit einer besonders breit gehaltenen Verbindungstür in zwei Räume geteilt, den **Liegeraum** und den **Arztraum**, in den, rechts neben der Stirnwandtür, der Abort eingebaut ist.

Schnitt *a-b-c-d.*

Schnitt *e-f-g-h.*

Schnitt *i-k-l-m.*

Schnitt *n-o-p-q.*

Schnitt *r-s.*

Der Liegeraum dient zur Aufnahme der Verletzten, der Arztraum zu ihrer ärztlichen Behandlung. Nach der Stirnwandtür zu ist der Arztraum gegen Eintritt von Zugluft durch einen schweren Wollvorhang (1) abgeschlossen, der unterhalb des wie beim Mannschaftswagen eingerichteten Behälters (2) für Gebrauchswasser aufgehängt ist. Links von der Tür steht auf einem Dreibein ein geräumiges Glasfaß für Trinkwasser (3), daneben ein Eimer (4) mit Deckel und Siebeinsatz für Eis. Ueber dem Wasserfaß sitzt ein Schwenkhahn (5) für Gebrauchswasser aus dem Behälter (2); daneben an der Wand hängen in einem Einsatz zwei Trinkgläser (6). Der obere Teil der Stirnwand wird an dieser Stelle von einem vorerst noch leeren Wandschrank (7) eingenommen, unter dem sich eine zum Herausziehen eingerichtete Glasplatte (8) zum Ablegen von Instrumenten, Verbänden usw. befindet. Rechts von dem schmaleren Fenster der benachbarten Längswand hängt an dieser ein Waschbecken (9) mit Schwenkhahn. Darüber befinden sich zwei Schälchen für Seife (10) und Handbürsten (11) sowie ein Wandspiegel (12), darunter zwei Wasserkannen (13). Rechts und links vom Waschbecken ragen aus der Längswand 2 Handtuchhalter (14).

Neben der linken unteren Ecke des breiteren Fensters ist ein durch zwei Gasbrenner heizbarer Sterilisator (15) nach Prof. **Junkers** zum Herstellen keimfreier Verbände angebracht, über dem an der Wand zwei Drahtzangen (16) zum Herausnehmen der Verbände aus der Sterilisierschale hängen. Zwischen dem Sterilisator und dem Waschbecken sitzt an der Wand ein mit Gas geheizter Ofen (17) nach Junkers zum raschen Herstellen von heißem Wasser, das durch den zugehörigen langen Schwenkhahn nach Bedarf dem Waschbecken (9) oder dem Sterilisator (15) zugeleitet werden kann. In der Nähe des Heißwasserofens ist ein Schälchen (18) für Zündhölzer angeordnet. Neben jeder der beiden oberen Fensterecken ist ein Behälter (19) zur Aufnahme je eines Irrigators angeschraubt. Diese Geräte selbst werden, wenn außer Gebrauch, in dem später zu besprechenden Schranke (34) für Instrumente, Verbandmittel usw. verwahrt.

Unter dem großen Fenster befindet sich, ebenso wie an dem gegenüberliegenden Fenster der andern Längswand, durch ein Schutzgitter nach außen abgesperrt und durch eine Granitplatte nach oben abgedeckt, eine Rohrschlange mit Abstellvorrichtung (20) für die Dampfheizung. Davor steht ein auf Rollen fahrbarer Instrumententisch (21) mit Glasplatte und zwei herausschwenkbaren Glasschalen. Wenn außer Gebrauch, wird der Tisch an dieser Stelle durch 2 Lederriemen festgehalten.

Die Ecke an der inneren Querwand nimmt eine Waschvorrichtung (22) ein, die zur Sterilisierung der Hände der Aerzte vor Beginn ihrer Tätigkeit dient.

Ueber den beiden geräumigen Waschbecken stehen auf einem Gestell zwei große Glasflaschen für Sublimatlösung und reinen Alkohol mit Ausläufen oberhalb der beiden Waschbecken. Die Griffe dieser Ausläufe sind so lang, daß der Arzt sie, ohne die Hände benutzen zu müssen, leicht mit dem Ellbogen schließen kann. Aehnlich lange Griffe haben die Verschlüsse für die Ablaufvorrichtungen unterhalb der Waschbecken, um sie bequem mit dem Knie bewegen zu können, so daß die sterilisierten Hände vor Beginn der ärztlichen Behandlung mit nichts mehr in Berührung zu kommen brauchen. In gleicher Weise lassen sich der Schwenkhahn und die Abflußvorrichtung des Waschbeckens (9) betätigen. Zwei in der Nähe der Glasflaschen an der Wand hängende Schalen für Seife (23) und Handbürste (24) vervollständigen die Einrichtung.

In einem Eckschränkchen (25) unter den beiden Sterilisierbecken sind die Geräte zum Reinigen des Wagens, wie Besen, Schrubber, Scheuertücher usw. untergebracht.

Jenseits der Verbindungstür nach dem Liegeraum sitzt in der Zwischenwand ein für beide Räume dienender großer Heizofen für Kohlenfeuerung (26); er wird nur benutzt, wenn nicht mit Dampf geheizt werden kann, und vom Liegeraum her bedient, um vom Arztraum alle vermeidbare Staubentwicklung fernzuhalten.

In der Ecke neben dem Ofen stehen am Boden drei Eimer (27), (28) und (29) für reines Wasser, für Abfälle und zum Abwaschen, darüber auf einem Gestell 2 Kochtöpfe (30) und ein Wasserschöpfer (31) sowie auf einer Unterlage aus Zinkblech ein Gaskocher (32) mit Behälter für Zündhölzer (33). An der Querwand des Aborts ist ein großer Schrank (34) für Instrumente, Verbandmittel und dergl. aufgestellt, dessen innere Einrichtung aus Fig. 30, Textblatt 14, ersichtlich ist. Der obere, mit festen Fachgestellen ausgestattete Teil enthält größere Vorräte an Verbandsmitteln verschiedenster Art, wie sie bei Eisenbahnunfällen in Frage kommen können, in übersichtlicher und überall durch Auf-

schriften kenntlich gemachter Anordnung, so beispielsweise Verbandwatte, -tücher und -binden, Sublimatmull und Heftpflaster, ferner Betäubungs- und Stärkungsmittel, wie Chloroform, Chloral, Aether und Kognak, keimtötende und Heilmittel, wie Sublimatpastillen, Lysol, Kalkwasser, Kampherund Leinöl, destilliertes Wasser, sodann verschiedene Geräte, z. B. Waschbecken, eine kleine Handlaterne, die früher erwähnten Irrigatoren mit Zubehör, eine Chloroformmaske, Nagelbürsten, Handtücher, ferner einige Stücke Seife usw.

freien Schnellverbände ist durch einen zweiten inneren Verschluß gegen Verstauben geschützt.

Innen an der linken Doppeltür des Schrankes (34) ist in einem Halter ein Paket Mosettig-Battist befestigt; am rechten Türflügel sind in Augenhöhe das Inhaltsverzeichnis und der Einräumungsplan des Schrankes angeschlagen. Außen, unten an der linken Seitenwand des Schrankes befindet sich ein Kästchen (35), Fig. 24, mit einer größeren Zahl von Verbandschienen verschiedener Art und Größe zum

Fig. 22 bis 28. Arztwagen.

Längsschnitt.

Längsschnitt.

Einrichten von Knochenbrüchen, und ein Brett (36) mit Haken für die Kleider der Aerzte, Schnitt *c-d*.

Ein von der rechten Schmalseite des Schrankes her zugänglicher oberer Verschlag (37) enthält zwei Operationsmäntel. Der Abort in der Ecke des Arztraumes ist ähnlich wie jener des Mannschaftswagens eingerichtet.

In der Mitte des Arztraumes steht der Operationsstuhl (38); er erhält von den beiden großen Seitenfenstern und durch einen mit durchscheinenden Glasscheiben abgedeckten Oberlichtaufbau reichliche Tagesbeleuchtung, die nach Bedarf durch Wollvorhänge an den Seitenfenstern und einen Zugvorhang (39), Schnitt *c-d*, im Oberlicht abgedämpft werden kann.

Bei Dunkelheit wird der Arztraum durch vier rings um das Oberlicht verteilte, mit Lichtschützern und Luftsaugern ausgestattete Gaslampen erleuchtet. Zur weiteren Lüftung

Grundriß.

Der untere Teil des Schrankes ist als ein geschlossener, herausnehmbarer Kasten ausgebildet, der oben mit einer starken Glasplatte abgedeckt und dadurch auch als Instrumententisch verwendbar ist. Der Kasten ruht vorn auf zwei Füßen, hinten auf zwei Rollen, so daß er mittels zweier umklappbarer Handgriffe leicht an jeder beliebigen Stelle im Wagen oder auch außerhalb desselben verwendet werden kann. Der Inhalt des Kastens ist ähnlich dem des oberen Schrankteiles; er setzt sich im wesentlichen aus den für die Anlegung der ersten Verbände nötigen Instrumenten und Verbandmitteln zusammen. Das Schubfach für die keim-

sind im Oberlicht vier von unten verstellbare Lüftungsklappen angebracht.

Der Boden und die Wände des Arztraumes sind mit Linoleum belegt, die Wände in ihrem oberen Teil ebenso wie die mit Holz verschalte Decke mit weißer Oelfarbe gestrichen.

Fig. 29 (Textblatt 14) stellt eine Ansicht des Arztraumes von der Stirnwandtür nach innen gesehen, Fig. 30 (Textblatt 14) eine solche von der inneren Querwand nach außen aufgenommen dar.

Im Liegeraum hat der Boden gleichfalls einen Lino-

leumbelag, während die Wände mit einer glatten, lichtbraun gestrichenen Holzverschalung versehen sind. Die Decke ist wie im Arztraum ausgeführt.

In der Ecke links von der Verbindungstür in der Zwischenwand steht im Liegeraum ein Wandschrank mit mehreren getrennten Abteilungen. Eine davon (40) dient als Kleiderschrank für das Hülfspersonal; sie enthält außerdem eine Kleiderbürste und einen Stiefelzieher. Die Abteilung (41) dient als Wertschränkchen zur Aufbewahrung wertvoller

Schnitt a-b.

Schnitt c-d.

Schnitt e-f.

Schnitt g-h-i-k.

Besitzgegenstände von Verunglückten. Im Abteil (42) darüber sind im Hinblick auf den Durst, der sich bei Verwundeten nach größeren Blutverlusten einzustellen pflegt, Wasserflaschen und eine Anzahl Trinkgläser untergebracht. Der Raum (43), über dem sich eine herausziehbare Tischplatte (44) befindet, enthält verschiedene zur Besorgung der Verletzten dienende Geräte, wie Nachtgeschirre, Stech- und Brechbecken, Harnflaschen und Bettschoner.

An den beiden Seitenwänden sind zu zweien übereinander im ganzen acht Tragbahren (45) auf für sich abgefederten, eisernen Gestellen (46) gelagert. Die Tragbahren sind mit vollständigen Betten versehen; Schutzriemen (47) in der Mitte und Schutzbretter (48) auf der Seite nach dem Mittelgang zu gewährleisten sichere Lage der Verletzten während des Verbringens von der Unfallstelle zum Wagen und während der Fahrt.

Ueber der Mitte der oberen Tragbahren hängen Handseile (49) mit Holzkugeln und -knebeln herab zur Unterstützung beim Aufrichten; unten dienen zu diesem Zweck in Höhe der Fensterunterkante angeordnete Handstangen (50). Ueber den unteren Tragbahren ziehen sich hinter Schutzgittern die Rohrschlangen der Dampfheizung hin (51), über den oberen hängen Gepäcknetze. Schwere Wollvorhänge (52) entlang dem Mittelgang schützen die Verletzten vor Zugluft und sonstigen Störungen.

In der Ecke beim Kohlenofen steht der Behälter (53) für Kohlen und Schürzeug, daneben ein Zweitritt (54) zum leichteren Bedienen der auf den oberen Bahren liegenden Verletzten. In der schräg gegenüberliegenden Ecke der Stirnwand hängt ein vorerst noch leeres Wandkästchen (55). Im Mittelgang sind 2 Liegestühle (56) und vier Klappstühle (57) zur Aufnahme leichter Verletzter aufgestellt. Dem gleichen Zweck sowie als Sitzgelegenheit für die Aerzte dienen im Arztraum vier weitere Klappstühle (57) und ein Hocker (58). In allen Räumen sind Spucknäpfe (59) vorgesehen.

Die beiden Gaslampen im Liegeraum haben, wie die des Arztraumes, Lichtschützer und Luftsauger, deren Tätigkeit durch drei weitere, an der Decke sitzende Luftsauger unterstützt wird. Fig. 31 (Textblatt 14) gibt einen Blick von der Stirnwand her in den Liegeraum; durch die geöffnete Verbindungstür sieht man im Arztraum die Rückseite des Operationsstuhles.

Die Beschaffungskosten der Hülfszüge einschließlich der Einrichtungen der Fahrzeuge haben betragen:

6 Gerätewagen zu	13600 ℳ	=	81600 ℳ
6 Mannschaftswagen zu	16400 »	=	98400 »
5 Arztwagen zu	20300 »	=	101500 »
zusammen			281500 ℳ

Zusammenfassung.

Die badischen Staatsbahnen haben Züge mit Einrichtungen zur Hülfeleistung bei Eisenbahnunfällen und zu Räumungsarbeiten aufgestellt. Jeder Hülfszug besteht aus 3 Fahrzeugen: einem Arztwagen für die ärztliche Behandlung und die Unterbringung von Verletzten, einem Gerätewagen mit den Einrichtungen und Werkzeugen zur Räumung der Unfallstelle und einem Mannschaftswagen, der als Aufenthalts- und Erholungsraum für die mit der Räumung befaßten Arbeiter eingerichtet ist.

Studie über die Vergaser von Motorfahrzeugen.[1]

Von Dr. techn. **A. Heller**, Ingenieur in Berlin.

Die Vergaser sind dazu bestimmt, aus dem flüssig zugeleiteten Brennstoff ein für den Betrieb einer Verbrennungsmaschine geeignetes Brennstoffdampf-Luft-Gemisch herzustellen. Nach ihrer Wirkungsweise unterscheidet man Oberflächen- oder Verdunstungsvergaser, die, wie die Bezeichnung schon ausdrückt, den Brennstoff über eine größere Oberfläche verbreiten, damit er schneller verdampfen kann, und Spritzvergaser, gekennzeichnet durch eine feine Düse, aus der der Brennstoff durch den Unterdruck des saugenden Maschinenkolbens herausgetrieben wird, um mit der gleichzeitig angesaugten Luft gemischt zu werden.

Die Oberflächenvergaser gelten heute so ziemlich als veraltet. Sie erfordern, wenn sie überhaupt wirksam sein sollen, große Oberflächen, die man in der Regel in Dochten unterbringen muß, und sind nur für leicht flüchtige, vollkommen gleichartig zusammengesetzte Brennstoffe geeignet, da sonst die schwerer verdampfbaren Bestandteile des Brenn-

[1] Auszug aus einer der k. k. deutschen Technischen Hochschule in Prag überreichten Dissertation. Der vollständige Abdruck erscheint als Abschnitt »Vergaser« in dem Lehrbuche: »Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff«, bei Julius Springer, Berlin; s. Z. 1912 S. 1048.

Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Kraftwagen und -boote) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 45 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa zwei Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

stoffes zurückbleiben. Benzinähnliche Brennstoffe von ganz ungleichmäßiger Zusammensetzung und mit teilweise recht schwer verdampfbaren Bestandteilen, wie sie heute die Regel für den Motorwagenbetrieb bilden, kommen somit für solche Vergaser nicht mehr in Betracht.

Ein großer Vorteil der Oberflächenvergaser ist aber, daß das von ihnen gelieferte brennbare Gemisch nur tatsächlich verdampften und keinen tropfbar flüssigen Brennstoff enthält, also den Betriebsanforderungen der Fahrzeug-Verbrennungsmaschine sehr gut entspricht. Das ist wohl auch der Grund, warum immer wieder versucht wird, von den heutigen Vergasern, die ausschließlich Spritzvergaser sind, zu Oberflächenvergasern zurückzugehen.

Die Spritzvergaser rühren von Maybach, Oberingenieur der Daimler-Motoren-Gesellschaft in Untertürkheim bei Stuttgart, her. Ihre grundsätzliche Wirkungsweise ist bekannt: In einem Behälter wird mittels eines Schwimmers und eines von diesem durch Hebel beeinflußten Nadelventiles der Brennstoff stets in der gleichen Höhe erhalten. Der zufließende Brennstoff steht zu diesem Zweck unter einem gewissen Druck, der aber nur sehr gering zu sein braucht. Aus dem Schwimmergehäuse wird die Düse, deren Oeffnung sich durch ein Nadelventil einstellen läßt, so hoch gefüllt, daß der Brennstoff durch den Unterdruck, der in dem Vergaser herrscht, herausgetrieben wird, zerstäubt und in der frischen Luft verdampft.

Die beschriebene Wirkungsweise des Spritzvergasers scheint und ist auch in der Tat sehr einfach. Es hat sich aber beim Betriebe der Maschinen sehr bald ein Uebelstand aller dieser Vergaser geltend gemacht, der darin besteht, daß sie mit wachsenden Unterdrücken im Mischraum, also mit wachsenden Umlaufzahlen der Maschinen, Gemische liefern, die immer reicher an Brennstoff werden. Die Ursachen dieser Erscheinung vollständig aufzuklären und Mittel anzugeben, die gestatten würden, das Mischungsverhältnis von Brennstoff und Luft bei Spritzvergasern bei wechselnden Unterdrücken in der Saugleitung unveränderlich zu erhalten, oder es den Bedürfnissen der Maschine anzupassen, ist in der Praxis bis heute noch nicht gelungen. Wegen der schwankenden Unterdrücke erhalten die Maschinen im allgemeinen brennbare Gemische von außerordentlicher Verschiedenheit, was ihre Wirtschaftlichkeit und Betriebsicherheit sehr beeinträchtigt.

Daß die Vergaser tatsächlich großen Schwankungen des Unterdruckes im Laufe des Betriebes ausgesetzt sind, kann man sofort erkennen, wenn man sich die wichtigsten Betriebszustände einer Wagenmaschine vergegenwärtigt: Beim Anlassen wird zunächst unter langsamem Drehen an der Kurbel ein verhältnismäßig geringer Unterdruck erzeugt, der aber ausreichen soll, um entzündbares Gemisch in die Zylinder gelangen zu lassen. Ist die Maschine in Gang gekommen, so steigt mit wachsender Umlaufzahl der Unterdruck solange, bis die bis dahin offen gehaltene Saugleitung gedrosselt wird, weil beim Fahren in der Ebene die Leistung der Maschine selten voll ausgenutzt werden kann. Dies hat die Wirkung, daß sich der Unterdruck an der Vergaserdüse vermindert, ohne daß sich aber der Unterdruck in der Saugleitung ändert. Gelangt dann der Wagen auf eine Steigung, wo der Kraftbedarf größer ist, so wird zunächst die Drosselung der Saugleitung aufgehoben, der Unterdruck an der Vergaserdüse steigt also. Mit wachsendem Widerstand fällt aber die Umlaufzahl der Maschine schließlich doch ab, und man muß durch Verändern der Getriebeübersetzung das Drehmoment dieses Widerstandes an der Maschinenwelle vermindern, damit die Maschine nicht ganz stecken bleibt. Während dieses Vorganges tritt aber eine Verminderung des Unterdruckes an der Vergaserdüse ein, was um so unerwünschter ist, als gerade dann möglichst viel Gemisch in die Zylinder gelangen sollte. Außer den beschriebenen Betriebsvorgängen üben auch noch andre, mehr zufällige, ihren Einfluß auf den Unterdruck an der Vergaserdüse aus.

Man hat wohl auch versucht, die Schuld an der Veränderung des Gemisches bei höheren Umlaufzahlen dem Umstande zuzuschreiben, daß das Ansaugen aus dem Vergaser selbst bei Maschinen mit mehreren Zylindern nicht gleichmäßig, sondern stets absatzweise stattfindet. Während die Luft diesen Saugstößen der einzelnen Zylinder fast synchron zu folgen imstande sei, fließe der spezifisch viel schwerere Brennstoff bei einigermaßen schneller Folge der Saugstöße in einem gleichmäßigen Strahl aus der Düse, so daß bei höheren Umlaufzahlen verhältnismäßig mehr Brennstoff als Luft abgegeben werde, also ein an Brennstoff reicheres Gemisch in die Zylinder gelange. Ohne zunächst die Richtigkeit dieser Vermutungen prüfen zu wollen, kann man aber diese Annahme trotzdem als allein ausreichende Erklärung für die veränderte Wirkungsweise eines Vergasers von der Hand weisen. Die Unterschiede in dem Mischungsverhältnis, die hierdurch hervorgerufen werden könnten, sind bei weitem nicht derart wie die tatsächlich beobachteten. Außerdem ist bekannt, daß das Uebel bei wesentlicher Vermehrung der Zylinder in unverminderter Stärke auftritt, obgleich sich dann der Einfluß der Saugstöße vermindern müßte.

Der erste Versuch, den Vorgang in einem Vergaser rechnerisch zu erklären, rührt von Krebs her. Nach seiner der Akademie der Wissenschaften zu Paris vorgelegten Abhandlung gilt für die Geschwindigkeit v_B beim Ausfluß des Brennstoffes aus einer Vergaserdüse die Formel:

$$v_B = \sqrt{2g\frac{\gamma_w}{\gamma_B}(h-h')},$$

worin

γ_w das spezifische Gewicht des Wassers,
γ_B » » » » Brennstoffes,
h den Unterdruck im Vergaser in mm Wassersäule,
h' eine in mm Wassersäule ausgedrückte Widerstandshöhe

bedeutet, die

1) dem Umstande, daß der Brennstoff nicht ganz bis zum oberen Rande der Düse stehen darf,
2) den kapillaren Widerständen der Düse

Rechnung tragen soll.

Diese Widerstandshöhe h' hat Krebs bei Versuchen mit der Mindestumlaufzahl von Maschinen auf 21 mm bestimmt.

Für die Geschwindigkeit v_L beim Durchfluß der Luft durch den Vergaser nimmt Krebs die Formel

$$v_L = \sqrt{2gh\frac{\gamma_w}{\gamma_L}}$$

an. Solange die Querschnitte unverändert bleiben, ist das Mischungsverhältnis z dem Verhältnis der Ausflußgeschwindigkeiten proportional:

$$z = c\frac{v_B}{v_L} = c\sqrt{\frac{\frac{\gamma_w}{\gamma_B}(h-h')}{\frac{\gamma_w}{\gamma_L}h}} = c\sqrt{\frac{\gamma_L}{\gamma_B}}\sqrt{\frac{h-h'}{h}}.$$

Die Gültigkeit dieser Formel erstreckt sich aber nur auf die Mindestgeschwindigkeit einer Maschine. Bei höheren Umlaufzahlen soll dem auf Luft und Brennstoff sehr verschieden wirkenden Einfluß der Saugstöße durch eine Berichtigungszahl Rechnung getragen werden, so daß dann die Formel lautet:

$$z = c\sqrt{\frac{\gamma_L}{\gamma_B}}\sqrt{\frac{h-h'}{h}}\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{\sqrt{h}}\right).$$

Diese Berichtigung wird so bestimmt, daß bei der Mindestumlaufzahl der Maschine

$$\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{\sqrt{h_{min}}} = 1$$

wird.

Im allgemeinen strebt man nun an, daß das Mischungsverhältnis z bei wechselnden Werten von h unveränderlich sein soll. In diesem Falle muß man das Verhältnis der Durchflußquerschnitte F_B für den Brennstoff und F_L für die Luft verändern. Dieses Verhältnis kann man in ähnlicher Weise ableiten, wie oben das Mischungsverhältnis.

Bei veränderlichen Querschnitten ist nämlich

$$z = c'\frac{v_B F_B}{v_L F_L},$$

wenn mit v_B und v_L die Geschwindigkeiten bezeichnet werden.

$$\frac{F_L}{F_B} = \frac{c'}{z} \frac{v_B}{v_L} = c_1 \sqrt{\frac{\gamma_L}{\gamma_B}} \sqrt{\frac{h-h'}{h}},$$

beziehungsweise

$$\frac{F_L}{F_B} = c_1 \sqrt{\frac{\gamma_L}{\gamma_B}} \sqrt{\frac{h-h'}{h}} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{\sqrt{h}}\right).$$

In Fig. 1 stellen die Linien a und b die Veränderlichkeit von F_L mit zunehmenden Werten von h ohne und mit Berichtigung dar. Man kann sich nun, wenn man durch den Schnittpunkt M der beiden Linien eine Wagerechte c zieht, den einem bestimmten Unterdruck h entsprechenden Wert des Luftquerschnittes F_L jederzeit zusammengesetzt denken

Fig. 1.

Vergaserdiagramm von Krebs.

aus einem unveränderlichen Teil $F_{L\,min}$, der der Mindestumlaufzahl der Maschine (h_{min}) entspricht, und einem veränderlichen Teil F_L', der mit dem Unterdruck zunimmt und die zum Verdünnen des zu reich werdenden Brennstoffgemisches bestimmte Zusatzluft liefern soll.

Die Theorie von Krebs läuft also mit andern Worten darauf hinaus, bei wachsenden Umlaufzahlen der Maschine, also bei zunehmenden Unterdrücken im Vergaser, zusätzliche Luftquerschnitte zu eröffnen, damit das Mischungsverhältnis zwischen Brennstoffdämpfen und Luft gleichmäßig erhalten wird.

Fig. 2.

Krebs-Vergaser der Société des Établissements Panhard & Levassor in Paris.

Die konstruktive Lösung dieser Aufgabe stellt der in Fig. 2 abgebildete Vergaser der Société des Établissements Panhard & Levassor in Paris dar. In den Mischraum a des Vergasers wird neben der durch das Rohr b senkrecht zur Düse c eintretenden Luft, deren Menge dem Mischungsverhältnis bei der Mindestumlaufzahl der Maschine entspricht, bei höherer Umlaufzahl eine gewisse Menge von Zusatzluft angesaugt, die durch die Oeffnung d im Oberteil des Vergasers hindurchgelassen wird. Der Schieber e, der diese Oeffnung steuert, ist zu diesem Zwecke mit einem Kolben f fest verbunden, der auf der einen Seite unter dem Druck der äußeren Luft, auf der andern Seite unter demjenigen einer Feder steht und daher um so mehr niedergedrückt wird, je höher der Unterdruck im Vergaser infolge der zunehmenden Masehinengeschwindigkeit ansteigt. Unabhängig von dieser völlig selbsttätigen, den Wagenführer nicht belastenden Regelung des Mischungsverhältnisses bleibt die Regelung der Maschinenleistung mit Hülfe des Drosselschiebers g.

Das erwähnte von Krebs zuerst aufgestellte Gesetz, daß bei wachsendem Unterdruck im Vergaser Zusatzluft zugeführt werden muß, damit die Gleichförmigkeit des Mischungsverhältnisses gewahrt bleibt, beherrscht noch heute den Vergaserbau fast vollständig. Die Unterschiede, die nichtsdestoweniger die Vergaserkonstruktionen verschiedener Fabriken aufweisen — jede Fabrik will ihre eigene Vergaserbauart besitzen —, beschränken sich im wentlichen darauf, ob diese Regelung der Zusatzluftzufuhr selbsttätig stattfindet oder nicht.

Vergaser mit selbsttätiger Zusatzluft-Regelung hat in ihrer Grundform Krebs bereits selbst angegeben. Abweichungen hiervon treten auf hinsichtlich der Mittel zum Steuern der Zusatzluftöffnungen. Das einfachste Mittel ist wohl der unter dem Druck einer weichen Feder stehende Kolben- oder Hohlschieber, durch dessen Höhlung ein mit der Höhe des Unterdruckes steigendes Maß von Zusatzluft eingelassen wird. Diese Schieber können, wenn sie mit einem Boden versehen und in entsprechende Gehäuse eingesetzt sind, gebremst werden, damit sie durch die Saugstöße nicht ins Flattern geraten. Statt eines Kolbenschiebers wird auch eine beschwerte Klappe verwendet, durch die im übrigen an der Wirkungsweise nicht viel geändert wird.

Die Erwägung, daß die Wirksamkeit der selbsttätigen Zusatzluft-Steuerteile von manchen Zufälligkeiten abhängig ist, große Sorgfalt des Wagenführers beim Reinigen erfordert und insbesondere während des Betriebes schwer oder gar nicht überwacht werden kann, war die Veranlassung, daß man dazu übergegangen ist, diese Teile mit der Hand einstellbar zu machen. Die hierher gehörigen Bauarten betreffen entweder solche Vergaser, bei denen die Stellvorrichtung für die Zusatzluft vollkommen unabhängig ist, oder solche Vergaser, bei denen diese Stellvorrichtung mit dem Hauptdrosselschieber verbunden wird.

Ein Ueberblick über die gebräuchlichen Vergaserbauarten zeigt, daß sich in der Tat die Vergaser aller großen Motorfahrzeugfabriken im wesentlichen auf das Krebssche Gesetz von der Zusatzluft stützen.

Und doch sind die Grundlagen dieses Gesetzes theoretisch nicht einwandfrei. Wenn man trotzdem daran in der Praxis festhält, so ist das nur dadurch zu erklären, daß man aus zweierlei Gründen mit den Vergasern ziemlich befriedigende Erfahrungen gemacht hat:

1) hat Krebs seine Theorie seinem Vergaser gewissermaßen auf den Leib geschrieben, d. h. die Berichtigungswerte sind von ihm so gewählt, daß die Theorie seinem in der Praxis bereits ziemlich erprobten Vergaser entsprechende Werte liefern mußte;

2) enthält das von Krebs angegebene Verfahren des Zusatzluftbeimischens tatsächlich einen der Wege, die man beschreiten muß, wenn man auch durch die Theorie zu Vergasern gelangen will, deren Mischungsverhältnis man beherrschen kann. Offenbar kann nämlich auch das Freigeben von Zusatzluftöffnungen die Wirkung haben, daß der bei höheren Umlaufzahlen wachsende Unterdruck im Vergaser verringert wird, daß also die Kraft, die für den Zutritt von Luft und Brennstoff in den Vergaser allein bestimmend ist, und die sonst bei steigender Umlaufzahl der Maschine anwachsen würde, weniger zunimmt.

Die theoretischen Grundlagen, die Krebs angegeben hat, sind aber nicht richtig, weil seine Formeln für die Ausflußgeschwindigkeiten nicht zutreffen.

Zunächst findet der Ausfluß des Brennstoffes aus einer Vergaserdüse nicht nach einem Gesetz

$$v_B = \sqrt{2\,g\,h} \quad \text{oder} \quad v_B = \sqrt{2\,g\,(h-h')}$$

statt, sondern, wie schon von Rummel[1]) und von andern nachgewiesen worden ist, nach einem Gesetz, das eher dem Satz von Poiseuille entspricht.

Die Theorie der inneren Reibung von Flüssigkeiten führt darauf, eine Proportionalität zwischen dem Druck der Reibungswiderstände und der ersten Potenz der Geschwindigkeit

$$p_r = c\,v$$

anzunehmen.

Die Unstimmigkeit zwischen dieser Formel und den Erfahrungen der Praxis erklärt man damit, daß, entgegen der Reibungstheorie, die gleichgerichtete, nebeneinander verlaufende Flüssigkeitsfäden voraussetzt, Wirbelbewegungen auftreten, deren Einflüsse mit dem Quadrate der Geschwindigkeit steigen.

Für enge Röhren ist dagegen die Uebereinstimmung zwischen Theorie und Versuch nachgewiesen, und mit solchen engen Röhren haben wir es bei Vergasern zu tun.

Genau genommen, ist aber nicht der kleine Querschnitt des Rohres die maßgebende Größe für die Gültigkeit des Gesetzes von Poiseuille, nach dem

$$p_r = v\,\frac{32\,l}{d^2}\,\eta$$

ist, sondern die Geschwindigkeit der Flüssigkeit in Verbindung mit den Abmessungen des Rohres.

Nach Reynolds[2]) werden die der Theorie entsprechenden Verhältnisse durch Wirbelbildung gestört, sobald die Geschwindigkeit eine gewisse kritische Grenze

$$v_k = 26\,\frac{1}{d}\,\frac{\eta'}{s'} \quad . \; . \; . \; . \quad (\text{c. g. s.})$$

übersteigt. Es bedeutet hierbei

η' die relative innere Reibungsziffer,
s' die relative Dichte der Flüssigkeit,

beides bezogen auf Wasser von 10° C, für welches somit

$$\frac{\eta'}{s'} = 1$$

gilt.

Reynolds fand, daß oberhalb dieser Grenze der Reibungswiderstand der 1,7ten Potenz der Geschwindigkeit proportional war. Dabei herrscht an der Grenze der kritischen Geschwindigkeit ein labiler Zustand, der bei der geringsten Störung Wirbelbildung zur Folge hat.

Anderseits ist das Poiseuillesche Gesetz auch nicht unbedingt für kurze Röhren gültig.

Während nun die in Vergasern vorkommenden Geschwindigkeiten in der Regel die kritischen Werte, die Reynolds angenommen hat, nicht zu erreichen pflegen, während also hiernach für die Verhältnisse bei Vergasern das Poiseuillesche Gesetz gelten sollte, gibt Grüneisen[3]) auf Grund seiner Versuche über den Bereich der Gültigkeit des Poiseuilleschen Gesetzes einen wesentlich niedrigeren Wert

$$v_k = 6{,}6 \cdot 10^{-6}\left(\frac{\eta'}{s'}\right)\frac{1}{d}\left(\frac{l}{d} - 4{,}5\right)^{2{,}08} \quad (\text{c. g. s.})$$

für die kritische Geschwindigkeit an, d. h. diejenigen Geschwindigkeit, bei welcher die Abweichung vom Poiseuilleschen Gesetz bereits 1 vT beträgt. Hiernach wird man aber bei Vergaserdüsen auf völlige Proportionalität zwischen der ersten Potenz der Ausflußgeschwindigkeit und den Reibungswiderständen nicht mehr rechnen dürfen.

Rummel nimmt nun an, daß man für den Reibungswiderstand ein Gesetz von der Form

$$\frac{p_r}{\gamma_B} = a_1\,v_B + a_2\,v_B^2$$

aufstellen kann, weil nach der Theorie höchstens die ersten zwei Potenzen der Geschwindigkeit einen Einfluß auf den Reibungswiderstand ausüben, und zieht dann für den Ausfluß des Brennstoffes aus der Düse das allgemeine Strömungsgesetz von Flüssigkeiten:

$$\frac{v_B^2}{2\,g} + h' + \frac{p_r}{\gamma_B} = h_0 - h$$

heran, s. Fig. 3, worin $h_0 = 0$ dem Atmosphärendruck entspricht und die andern Größen die bekannten, auf die Atmosphäre bezogenen Druckhöhen darstellen.

Fig. 3.
Druckverhältnisse im Spritzvergaser.

Somit ist

$$v_B^2\left(\frac{1}{2\,g} + a_2\right) + a_1\,v_B + h' = -\,h.$$

Führt man

$$v_B = \frac{Q_B}{F_B\,t}$$

ein, worin

Q_B die in der Zeit t ausfließende Brennstoffmenge,
F_B der Ausflußquerschnitt der Düse

ist, so ergibt sich

$$\left(\frac{Q_B}{F_B\,t}\right)^2\left(\frac{1}{2\,g} + a_2\right) + \frac{Q_B}{F_B\,t}\,a_1 = -\,(h + h'),$$

oder für $t = 1$

$$c_1\,Q_B^2 + c_2\,Q_B = H,$$

wenn man

$$H = -\,(h + h')$$

als den insgesamt wirksamen, auf die Atmosphäre bezogenen Unterdruck in Meter Wassersäule ansieht und

$$c_1 = \left(\frac{1}{2\,g} + a_2\right)\frac{1}{F_B^2}$$

$$c_2 = a_1\,\frac{1}{F_B}$$

setzt.

Die Werte von c_1 und c_2 lassen sich für jeden Fall bestimmen, indem man Q_B, t und h mißt.

Rummel hat diese Versuche mit Wasser durchgeführt; die Ergebnisse einer Reihe dieser Versuche mit einer Düse von veränderlicher Länge und

0,072 cm Dmr.

sind in Fig. 4 wiedergegeben.

Fig. 4.
Ergebnisse der Versuche von Rummel über den Ausfluß von Wasser aus Vergaserdüsen.

Obgleich bei diesen Versuchen mit Ueberdruck und nicht mit Unterdruck gearbeitet worden ist, kann man aus dem Verlauf der $\frac{Q_B}{t}$-Linien bei verschiedener Düsenlänge einen sehr wichtigen Schluß ziehen.

---

[1]) Der Motorwagen 1906 S. 709 u. f., Mitt. üb. Forsch.-Arb. Heft 69.
[2]) Phil. Trans. London 1883 (A) 174 S. 935.
[3]) Wiss. Abh. d. Phys.-Techn. Reichsanst. Bd. IV, Heft 2, 1905 S. 153.

Offenbar üben die Reibungswiderstände den größten Einfluß auf die von der Düse gelieferte Brennstoffmenge aus. Sie steigen mit der Länge der Düse und nähern den Verlauf der $\frac{Q_B}{t}$-Linie mit wachsender Länge der Düse immer mehr dem Proportionalitätsgesetz von Poiseuille, nach dem die $\frac{Q_B}{t}$-Linie eine Gerade ist.

Aber auch mit Brennstoffen liegen Ergebnisse von Versuchen vor, aus denen man im wesentlichen folgern darf, daß das eben abgeleitete Ausflußgesetz für die gebräuchlichen Vergaserdüsen annähernd richtig ist[1]).

Was nun den Ausfluß von Luft aus der Oeffnung des Vergasers an der Düse anbelangt, so hätte man, streng genommen, dafür die Zeunersche Geschwindigkeitsgleichung

$$v_L = 44{,}4 \sqrt{T\left(1 - \left[\frac{p_0}{p}\right]^{\frac{m-1}{m}}\right)}$$

anzuwenden, worin

T die absolute Anfangstemperatur,
p_0 den Anfangsdruck, d. h. den äußeren Druck,
p den Enddruck, d. h. den Druck an der Düse,
$m = 1{,}286$ den Ausflußexponenten

darstellt.

Für die außerordentlich geringen Druckänderungen, um die es sich bei dieser Strömung handelt, ist aber eine Vereinfachung zulässig, indem man von der Aenderung des spezifischen Volumens absieht.

Die Zulässigkeit dieser Vereinfachung für Druckunterschiede bis zu etwa 500 mm Wassersäule, also Unterschiede, wie sie beim Betrieb von Fahrzeugmaschinen selten überschritten werden dürften, hat Durley für Oeffnungen von rd. 75 mm Dmr. sehr ausführlich durch Versuche nachgewiesen[2]). Man gelangt somit unter diesen Verhältnissen zu der Fliegnerschen Formel für die Ausflußmenge, die für eine mittlere Temperatur t in die Form

$$\frac{Q_L}{t} = a\, F_L \sqrt{h}$$

gebracht werden kann.

Zu einer ähnlichen Form gelangt auch Rummel[3]), indem er, gleichfalls unter der Voraussetzung, daß die Luft bei der Strömung durch den Vergaser ihr spezifisches Volumen nicht verändert, die bereits weiter oben angegebene allgemeine Strömungsgleichung

$$v_L^2 + h' + \frac{p_r}{\gamma_L} = h_0 - h$$

anwendet und darin wie früher $h_0 = 0$

$$\frac{p_r}{\gamma_L} = a\, v_L^2$$

einsetzt.

Er erhält dann eine Gleichung von der Form

$$v_L = c\sqrt{H},$$

die, weil v_L und $\frac{Q_L}{t}$ proportional sind, dem gleichen Gesetze der Abhängigkeit von H entspricht wie die obige.

Die Vorgänge bei der Strömung von Luft und flüssigem Brennstoff durch den Vergaser scheinen nunmehr annähernd geklärt. Es ergibt sich, daß die Abhängigkeit der in der gleichen Zeit ausströmenden Brennstoff- und Luftmengen von dem Unterdruck H im Vergaser so verschieden ist, daß allein hierin schon eine ausreichende Begründung für die beobachtete Anreicherung der Luft mit Brennstoffdämpfen bei wachsender Umlaufzahl der Maschine erblickt werden kann.

In der Praxis strebt man — ob mit Recht oder Unrecht, sei vorläufig außer acht gelassen — an, das Verhältnis

$$z = \frac{Q_B}{Q_L}$$

bei verschiedenen Werten von H möglichst unveränderlich zu erhalten.

[1]) Der Motorwagen 1908 S. 972, The Horseless Age vom 19. und 26. August 1908.

[2]) Transactions of the Am. Soc. of Mech. Eng. 1906 S. 193.

[3]) Der Motorwagen 1906 S. 754.

Dazu gibt es nun verschiedene Wege:

1) Man regelt den Vergaser bei einem gegebenen Mindestunterdruck, gewöhnlich durch vorsichtiges Verändern der Düsenöffnung, auf dem Maschinenprüfstande so ein, daß für diesen Wert des Unterdruckes z dem besten Erfahrungswert (etwa 1 : 16) entspricht, und sorgt durch Freilegen größerer Luftquerschnitte dafür, daß dieser Mindestunterdruck bei den höheren Umlaufzahlen der Maschine nicht so schnell ansteigt, wie es der stärkeren Saugwirkung der Maschine entspricht.

Man sieht nun hier sofort: das Krebssche Verfahren des Zusatzluft-Beimengens hat auch seine Berechtigung, denn es läuft im Grunde genommen nur darauf hinaus, das Wachsen des Unterdruckes im Vergaser zu verzögern. Es kommen aber dafür nur selbsttätige Zusatzluftschieber oder -ventile in Frage; denn es ist ausgeschlossen, einen solchen Teil mit der Hand so zu regeln, daß der Unterdruck im Vergaser, den man während der Fahrt nicht fühlt oder mißt, tatsächlich in den Grenzen erhalten wird, die die Unveränderlichkeit des Mischungsverhältnisses vorschreibt.

Gleichgültig ist es für den hier in Rede stehenden Zweck, ob die Zusatzluft an einer besondern Stelle des Vergasers, d. h. abseits von der Düse eingeführt wird, wo sie zunächst gar nicht in Berührung mit dem verdampfenden Benzin kommen kann, ob man die Zusatzluft vor der Düse abzweigt und außen um die Brennstoffdüse herumführt, oder ob man endlich die ganze Luftmenge durch einen veränderlichen Querschnitt zuleitet. Denn in ihrer vorläufig allein in Betracht kommenden Einwirkung auf den Unterdruck im Vergaser bleiben sich die drei Verfahren vollkommen gleich. Da aber die Geschwindigkeit der Verdampfung bei gleichen Brennstoffmengen mit wachsender Luftmenge zunimmt, so wird man im allgemeinen demjenigen Verfahren den Vorzug geben dürfen, bei welchem die ganze Luftmenge sofort mit dem Brennstoff in Berührung gelangt. In Anbetracht der Kürze der Zeit, die überhaupt für das Verdampfen verfügbar ist, mag unter Umständen dieses Verfahren bessere Brennstoffverdampfung liefern als die andern Verfahren.

Auch die zwangläufige Verbindung des Zusatzluftschiebers mit dem Drosselschieber, d. h. die Anordnung beider Arten von Kanälen auf einem Schieber, an der z. B. von der Daimler-Motoren-Gesellschaft seit längeren Jahren festgehalten wird, ist zulässig. Sie erfordert aber, daß die Zusatzluftöffnungen bei geschlossenem Drosselschieber geschlossen, in der Mittelstellung des Schiebers geöffnet und in der äußersten offenen Lage wieder geschlossen werden, und daß in den Zwischenstellungen des Drosselschiebers von den Zusatzluftöffnungen gerade nur soviel geöffnet wird, als zur Erhaltung des unveränderlichen Mischungsverhältnisses notwendig ist.

Das Verfahren beim Einregeln eines solchen Vergasers ist allerdings außerordentlich mühsam und auf die Richtigkeit seiner Ausführung nur durch zeitraubende Messungen auf dem Prüfstande zu untersuchen.

Das Gleiche läßt sich von der Zuführung der gesamten Luft durch einen veränderlichen Querschnitt sagen. Nach der Lösung, die Bugatti[1]) dafür gefunden hat, wird die Weite der Oeffnung des Luftschiebers von einer Führungskurve abhängig gemacht, die nur auf dem gleichen umständlichen Wege wie bei dem andern Verfahren genau bestimmbar ist.

Das umständliche Einregeln und Ausprobieren des Vergasers, das bei aller Mühe wegen der unzureichenden Meßverfahren, die dabei verwendet werden können, selten zu dem gewünschten Ziele führt, bildet aber außerdem ein Hindernis für die fabrikmäßige Herstellung. Es ist in hohem Grade unerwünscht, daß Maschinen, deren Teile nach dem Grenzlehrenverfahren hergestellt, die also ohne jeden Aufwand von Feilen- und Schabearbeiten zusammengebaut worden sind, hinterher längere Zeit auf dem Prüfstande laufen müssen, nur damit der Vergaser eingeregelt werden kann. Die krummlinige Begrenzung der Zusatzluftkanäle und die Form der Führungskurven für den Luftschieber lassen sich eben auf dem Fabrikationswege nicht so genau kopieren, daß nicht hinterher doch noch Nachfeilen erforderlich wäre.

[1]) Z. 1908 S. 923.

Ebensowenig ist es aber auch denkbar, die Federn der selbsttätigen Zusatzluftschieber oder -ventile in Reihen so genau herzustellen, daß ihr Spannungsgesetz bei dem fertig zusammengebauten Vergaser den z. B. auf dem Versuchswege ermittelten Anforderungen genau entspricht[1]).

Die Betrachtung ergibt somit, daß das »Zusatzluft«-Verfahren, obgleich sich theoretisch gegen die Vollkommenheit der Lösung, die es bieten kann, nichts einwenden läßt, in der Praxis zu unvollkommen arbeitenden Vergasern führen muß. Man beschränkt sich dann eben nur darauf, aus der Maschine auf dem Prüfstand die bestmögliche Volleistung herauszuholen, ohne sich darum zu kümmern, unter welchen Gemischverhältnissen die Maschine hierbei und insbesondere bei der Mittelleistung arbeitet, auf die es sehr oft, namentlich im Stadtverkehr, ankommt.

2) Den zweiten Weg, das Mischungsverhältnis

$$z = \frac{Q_B}{Q_T}$$

mit verschiedenen Werten des Unterdruckes H unveränderlich zu erhalten, nämlich, im Gegensatz zu dem Vorgang beim Zusatzluftverfahren, bei unveränderlichen Luftquerschnitten die ausfließenden Brennstoffmengen den gleichzeitig durchströmenden Luftmengen anzupassen, hat man verhältnismäßig selten betreten, obgleich er anscheinend Aussichten bietet, das Ziel auf eine weit weniger mühevolle Weise zu erreichen. Hauptsächlich scheute man es, und mit Recht, die feinen Düsen, die schon gegen jedes von dem Brennstoff mitgerissene Staubteilchen empfindlich sind, mit Drossel- oder andern Regelvorrichtungen zu versehen, die selbsttätig nachstellbar sein müßten und deshalb wohl an und für sich unzuverlässig wären, ganz abgesehen davon, daß sie in den Händen unverständiger Wagenführer zu großer Brennstoffvergeudung Anlaß bieten müßten. Von vornherein ist es leicht einzusehen, daß es sich bei der Regeluug der Ausflußverhältnisse von Brennstoffdüsen im wesentlichen um eine verhältnismäßige Einschränkung der Brennstoffabgabe bei höheren Umlaufzahlen handeln müßte, da, wie nachgewiesen, der Ausfluß von Brennstoff aus einer Vergaserdüse in verhältnismäßig größerem Maße zunimmt als der Durchfluß von Luft durch einen gegebenen Vergaser. Im Gegensatz hierzu wird bei den meisten sogenannten Registervergasern der Zweck verfolgt, mit wachsendem Unterdruck zusätzliche Brennstoffquerschnitte zu öffnen, was offenbar zu dem entgegengesetzten Ergebnis führen muß.

Auf einen aus den letzten Jahren stammenden Versuch, die Mehrdüsenvergaser auch theoretisch zu rechtfertigen, sei an dieser Stelle gerade deshalb hingewiesen, weil man in der Fachliteratur den entsprechenden Vergaser vielfach lobend erwähnt hat. Es handelt sich um den in Fig. 5 und 6 abgebildeten »Zenith«-Vergaser. Der mit einer Drosselklappe C, Fig. 5, versehene Mischraum A des Vergasers, in den durch die bei D angeschlossene Maschine an der Oeffnung B Luft angesaugt wird, enthält neben der üblichen, von einem Schwimmergehäuse F aus durch die Leitung E gespeisten Hauptdüse G eine Hülfsdüse H, die ihren Brennstoff durch die Leitung K aus einem Rohre J bezieht. Dieses ist bei I an das Schwimmergehäuse angeschlossen und oben offen.

Bei der wirklichen Ausführung, Fig. 6, werden die beiden Brennstoffdüsen gleichachsig ineinander angeordnet, derart, daß die Hauptdüse G innen und die ringförmige Hülfsdüse H außen liegt und sich die Mündungen beider Düsen bei S in der gleichen Höhe des Mischraumes A befinden. Die Luft tritt bei E in den besonders eingesetzten Trichter X ein. Aus dem durch die Leitung B in der bekannten Weise gespeisten Schwimmergehäuse V fließt der Brennstoff durch eine Bodenöffnung C in den zur Hauptdüse G führenden Kanal sowie durch die kalibrierte Oeffnung I in das oben offene und mit einem Sieb K überdeckte Standrohr J, aus dem durch den Kanal F die Hülfsdüse H gespeist wird. Die Schrauben L, M und N gestatten, diese Kanäle zu reinigen.

Bei langsamem Gang der Maschine und insbesondere auch bei Leerlauf, wo der Unterdruck im Vergaser nicht ausreicht, um den Brennstoff durch die Düsen zu treiben, wird der Brennstoff unmittelbar aus dem Standrohr J angesaugt, was dadurch gefördert wird, daß vor der Drosselklappe P eine Bohrung U und ein Röhrchen O zum Standrohr abgezweigt werden. Da sich bei Stillstand der Maschine das Standrohr mit Brennstoff füllt, so gelangt dieser bei den ersten Drehungen der Anlaßkurbel schnell auf die Drosselklappe, wodurch das Anlassen erleichtert wird.

Die Theorie dieses Vergasers stützt sich ebenso wie diejenige eines neuerdings von W. Morgan und E. B. Wood[1]) beannt gegebenen Vergasers auf die Annahme, daß es möglich sei, durch die Hülsdüse eine von den Unterdrücken im Vergaser unabhängig bleibende, also dauernd unveränderliche Brennstoffmenge zuzuführen und dadurch das Anreichern des Gemisches zu verhindern.

Fig. 5 und 6. Zenith-Vergaser.

Fig. 5.

Fig. 6.

Diese Annahme dürfte aber kaum zutreffen: Bei dem Zenith-Vergaser soll z. B. diejenige Brennstoffmenge, welche dem Standrohr J zufließt, bei allen Unterdrücken im Mischraum des Vergasers unveränderlich bleiben, weil hierfür der hydrostatische Ueberdruck des Schwimmerbehälters maßgebend ist. Nun unterliegt das Absaugen von Brennstoff aus dem Standrohr mittels der Hülfsdüse im allgemeinen den gleichen Gesetzen, die für die Hauptdüse gelten; bei wachsendem Ueberdruck im Vergaser saugt also die Hülfsdüse aus dem Standrohre, soweit dieses Brennstoff enthält, in der gleichen Weise zunehmende Brennstoffmengen ab, wie die Hauptdüse aus dem Schwimmerbehälter.

Wird aber die Zuflußöffnung vom Schwimmerbehälter zum Standrohre so bemessen, daß bei dem Mindestunterdruck im Vergaser in das Standrohr nur gerade ebensoviel Brennstoff eintritt, wie durch die Hülfsdüse abgesaugt werden kann, so ist bei einem höheren Unterdruck ein etwaiger Brennstoffvorrat im Standrohr sehr bald abgesaugt, und dann saugt die Hülfsdüse absatzweise einmal die von außen zutretende Luft und das andremal den Brennstoff an, der sich inzwischen angesammelt hat; die Hülfsdüse gibt also bei wachsender Maschinengeschwindigkeit zunächst verhältnismäßig

[1]) Vergl. The Horseless Age vom 4. August 1909.

[1]) The Horseless Age 7. Dezember 1910.

zuviel Brennstoff ab (bis das Standrohr leer ist) und dann keinen gleichmäßigen Benzinstrahl mehr, sondern sozusagen eine Aufeinanderfolge von Benzin- und Luftspritzern, die einmal zu reiches, ein andres Mal zu armes Gemisch bedingen. Dabei entsteht auch im Standrohre Unterdruck, wodurch an das Standrohr mehr Brennstoff abgegeben wird als bei der Mindestumlaufzahl. Die Voraussetzungen für die Theorie dieses Vergasers sind also nicht erfüllt.

Daß die gewöhnlichen Registervergaser, die nur bei höheren Umlaufzahlen zusätzliche Benzinquerschnitte frei machen, gar keine Daseinsberechtigung haben können, geht aus der einfachen Ueberlegung hervor, daß schon die Hauptdüse solcher Vergaser bei höheren Umlaufzahlen verhältnismäßig zu viel Brennstoff abgibt und daß daher das Mischungsverhältnis nur noch weiter verschlechtert werden kann, wenn man außerdem zusätzliche Benzinquerschnitte freigibt. Macht man aber zugleich mit den zusätzlichen Brennstoffquerschnitten auch Zusatz-Luftquerschnitte frei, so ist die Regelung der Brennstoffzufuhr eigentlich überflüssig; denn es genügt, wenn man nur die Luftquerschnitte veränderlich macht.

Dagegen hat man mit einigem Erfolg versucht, die Brennstoffabgabe der Vergaserdüse bei wechselnden Unterdrücken dadurch zu beeinflussen, daß man die für den Austritt des Brennstoffes aus der Düse maßgebende wirksame Druckhöhe veränderte. Bei solchen Vergasern findet also der Zutritt von Luft nach dem Gesetz

$$c_3 Q_L^2 = h_0 - h$$

statt, wenn

h_0 den atmosphärischen Luftdruck

und h » Unterdruck im Vergaser

bezeichnet, während der Ausfluß von Brennstoff dem Gesetze

$$c_1 Q_B^2 + c_2 Q_B = h_1 - (h - h')$$

folgt, wobei sich h_1 ändert, und zwar um so mehr unter den atmosphärischen Druck sinkt, je stärker die von der Maschine ausgeübte Saugwirkung ist. Wird also mit zunehmendem Unterdruck im Vergaser das für den Austritt des Brennstoffes maßgebende Druckgefälle gegenüber demjenigen Druckgefälle vermindert, welches für den Durchtritt von Luft maßgebend ist, so kann man tatsächlich verhindern, daß bei zunehmendem Unterdruck im Vergaser zu reiches Brennstoffgemisch erzeugt wird. In der Tat hat man mit dem nach diesem Verfahren arbeitenden **Luftregler von Gillet-Lehmann**[1]) mitunter recht gute Erfahrungen gemacht.

Es ist wohl überflüssig, erst in umständlicher Weise untersuchen zu wollen, ob es überhaupt möglich ist, mit einer einzigen Einstellung des Reglers das Mischungsverhältnis bei **allen** Werten des Unterdruckes, die im Betriebe vorkommen, unveränderlich zu erhalten. Man kann vielmehr diese Frage ohne weiteres verneinen; denn das Nachströmen von Luft, worauf es ja auch hier ankommt, folgt eben andern Gesetzen als der Ausfluß des Brennstoffes aus der Düse. Im besten Falle ist also mit einem solchen Regler für **einen bestimmten Betriebszustand** das richtige Mischungsverhältnis und für die übrigen eine gewisse Annäherung an die richtigen Verhältnisse zu erreichen, und zwar — und das ist auch schon ein großer Vorteil — mit viel weniger Mühe, als man bei den gebräuchlichen Vergasern mit Zusatzluft-Regelung aufwenden müßte. Nichtsdestoweniger hat man mit diesen Reglern gute Erfahrungen gemacht; das würde aber nur beweisen, daß die Vergaser, wobei der Regler verwendet worden ist, schlecht eingeregelt gewesen sein müssen.

Eine ziemlich einwandfreie Lösung der Aufgabe, einen Vergaser herzustellen, der bei stark wechselnden Unterdrücken im Mischraum Luft und Brennstoff in stets gleichbleibendem Verhältnis zueinander mischt, dürfte sich aber finden lassen, wenn man, was bisher nicht geschehen ist, der **Gestalt der Brennstoffdüse** etwas größere Aufmerksamkeit schenkt.

Die Arbeiten von **Rummel**, die wohl auch schon gewisse Schlüsse auf den Einfluß von Länge und Durchmesser auf die Ausflußmenge ziehen lassen, erstreckten sich sämtlich auf Düsen von dem in Fig. 7 dargestellten Längsschnitt, d. h. auf Düsen, die aus einem kürzeren oder längeren zylindrischen Kanal von der Länge l und dem lichten Durchmesser d gebildet werden. Auf solche Düsen dürfte die von Rummel angegebene Ausflußformel

$$c_1 Q_B^2 + c_2 Q_B = H$$

ja wohl — selbst für Brennstoff — zutreffen.

Fig. 7. Längsschnitt der gebräuchlichen Vergaserdüse.

Es ist nun aber folgendes einleuchtend: Wenn es gelänge, durch die Formgebung der Düse ihre Ausflußverhältnisse so zu beeinflussen, daß sie einem Gesetze von der Form

$$c\,Q_B^2 = H,$$

d. h. einer Parabel, entsprechen würden, so wären damit alle Schwierigkeiten, mit denen unsre heutigen Vergaserbauarten zu kämpfen haben, sofort beseitigt; denn dann folgte der Austritt von Luft und Brennstoff gleichartigen Gesetzen, und das Mischungsverhältnis wäre ausschließlich von solchen festen Werten abhängig, die für die Strömung von Luft und Brennstoff durch Oeffnungen maßgebend sind, dagegen nicht mehr von der wechselnden Größe des Unterdruckes.

Eine solche Formgebung für Vergaserdüsen scheint nun nicht unmöglich zu sein. Um sich hiervon zu überzeugen, braucht man nur einen Blick auf die Figuren 8 bis 12[1]) zu werfen, die die Abhängigkeit der Ausflußmengen für die Zeiteinheit von dem Unterdruck bei fünf verschiedenen Düsen angeben. Die Längsschnitte dieser Düsen (*A* bis *E*) sind in Fig. 13 bis 17 wiedergegeben.

Fig. 8. Düse *A*.

Zur Bestimmung der in den vorstehenden Diagrammen und in der beigefügten Zahlentafel wiedergegebenen Ausflußmengen dient eine sehr einfache Vorrichtung, Fig. 18. Die etwa 1,6 kg Benzin von 0,71 spezifischem Gewicht fassende Flasche *A* ist an dem einen Arm einer genauen Wage *B* aufgehängt. In ihren offenen Hals taucht der eine Arm eines entsprechend gehaltenen Heberrohres *C* derart ein, daß die Beweglichkeit der Wage hierdurch in keiner Weise beeinträchtigt wird. Das untere Ende des Heberrohres mündet

[1]) Z. 1908 S. 2033.

[1]) The Horseless Age vom 19. und 26. August 1908.

Fig. 9. Düse B.

Fig. 10. Düse C.

Fig. 11. Düse D.

Fig. 12. Düse E.

Längsschnitte verschiedener Vergaserdüsen.

Fig. 13. Fig. 14. Fig. 15. Fig. 16. Fig. 17.

in eine Mariottesche Flasche D, aus der durch einen Schlauch das Nadelventil E und das Schwimmergehäuse F gespeist werden. Die zu untersuchende Düse H ist in einem luftdicht geschlossenen Glasgehäuse G angeordnet und läßt sich mit Hülfe der von außen stellbaren und mit einem Zeiger J versehenen Nadel I regeln. Der austretende Brennstoff wird durch ein Rohr K in eine Flasche L abgeleitet. An das Gehäuse G sind durch eine Leitung N ein Barometerrohr M zum Ablesen des Unterdruckes und durch das Zweigstück O ein Druckluft-Sauggebläse angeschlossen, dessen Wirkung sich mit Hülfe des Ventiles V regeln läßt.

Fig. 18.

Einrichtung zum Prüfen von Vergaserdüsen.

Ergebnisse der Versuche mit den Düsen *A* bis *E*.

Unterdruck Wassersäule cm	Ausflußmengen in kg/min bei Düse *A*	Düse *B* $d = 1,4$ mm	Düse *C* $d = 1,75$ mm	Düse *D* $d = 1,4$ mm	Düse *E* $d = 1,75$ mm
2	0,0124	0,0258	0,0296	0,029	0,0261
4	0,0245	0,046	0,0532	0,0384	0,0435
6	0,0354	0,064	0,0715	0,0504	0,056
8	0,0459	0,0787	0,0845	0,0605	0,0667
10	0,056	0,0922	0,0985	0,069	0,0747
12	0,0655	0,1035	0,1095	0.0768	0,082
14	0,0747	0,1140	0,122	0.0825	0,089
16	0,0841	0,1235	0,132	0,089	0,095
18	0.0935	0,133	0,141	0,0954	0,101
20	0,103	0,141	0,1495	0,1007	0,106
22	0,112	0,148	0,157	0,1045	0,1115
24	0 1207	0,1555	0,164	0,108	0,1166
26	0,130	0,1618	0,1715	0,1135	0,123
28	0,138	0,1685	0,1775	0,1168	0,127
30	0,1468	0,1755	0,1855	0,120	0,131
32	0,1555	0,1816	0,1925	0,123	0,1355
34	0,164	0,1875	0,1988	0,1256	0,140
36	0,172	0,1930	0,2042	0,129	0,1445
38	0,181	0,1985	0,2115	0,1315	0,148

Bei Beginn des Versuches öffnet man zunächst den Stopfen der Flasche *D* und saugt in das Heberrohr *C* Brennstoff an. Hierauf wird die Flasche *D* wieder geschlossen, und sobald der Brennstoff in das Schwimmergehäuse *F* eintritt, wird dieses in seiner Höhenlage gegenüber der Düse *H* so geregelt, daß der Brennstoff genau auf dem oberen Rande der Düse steht. Mit Hülfe des Ventiles *V* kann dann das Gebläse in Tätigkeit gesetzt und der gewünschte Unterdruck eingestellt werden. Man bringt dann die Wage *B* in das Gleichgewicht und beginnt mit dem Versuch, sobald der Zeiger genau einspielt, indem man ein bekanntes Gewicht wegnimmt und die Zeit bestimmt, nach deren Verlauf die Wage abermals genau einspielt.

Die in den obigen Figuren sowie in der Zahlentafel enthaltenen Ergebnisse sind außerordentlich lehrreich. Während die Longuemarre-Düse, Fig. 13, einen ziemlich geradlinigen Verlauf der Beziehung zwischen der Ausflußmenge und dem Unterdruck zeigt, während ferner die Düsen nach Fig. 14 und 15, die annähernd gerade Bohrungen von 4 bis 5 mm Dmr. Länge haben, noch ziemlich stark von den zum Vergleich eingezeichneten Parabeln abweichen, lassen die Düsen nach Fig. 16 und 17 schon eine bedeutende Annäherung des Ausflußgesetzes an die Parabel erkennen, die selbst durch die Regelnadel bei der Düse nach Fig. 17 nur in untergeordnetem Maße beeinflußt wird. Düsen von der Gestalt wie in Fig. 16 und 17 werden aber heute noch fast gar nicht verwendet: wie man sofort erkennt, mit großem Unrecht; denn in der Tat könnte man mit solchen Düsen einen Vergaser von allen Wechseln des Unterdruckes ziemlich unabhängig machen.

Kennzeichnend für solche Düsen ist die **außerordentlich geringe Länge ihres rohrförmigen Teiles.** Es ist beachtenswert, daß dieses Ergebnis durch die Arbeiten von Rummel teilweise bestätigt wird, insofern auch Rummel gefunden hat, daß sich durch Wahl recht kurzer Düsen die Ungleichförmigkeit des Mischungsverhältnisses verbessern läßt [1]). Er schränkt allerdings diesen Ausspruch für Düsen von weniger als 1 mm Länge wieder ein, in der Annahme, daß für so kurze Düsen die von ihm verwendeten theoretischen Grundlagen der Düsenreibung nicht mehr Geltung haben. Anderseits ist aber klar, daß, je geringer die Düsenlänge ist, um so geringer auch der Einfluß der Kapillarität auf das Ausströmen von Brennstoff aus der Düse sein wird. Da nun die Unterschiede in den Ausflußmengen von Brennstoff und Luft bei wechselnden Unterdrücken vorzugsweise dem Einfluß der Kapillarität zuzuschreiben sind, so erscheint die Vermutung nicht ganz unberechtigt, daß Düsen gänzlich ohne Kapillarwiderstand jenem Ausströmgesetz folgen müßten, das für Luft und für Oeffnungen in einer sehr dünnen Wand Geltung hat, d. h. dem Parabelgesetz. Es bleibt abzuwarten, ob weitere Versuche mit solchen Vergaserdüsen die bisherigen Erfahrungen bestätigen; denn die bisherigen Versuche nehmen auf die Nebenerscheinungen des Vorbeiströmens der Luft an der Düsenmündung, insbesondere auf die mit dem Unterdruck veränderliche Saugwirkung des Luftstromes sowie auf die etwaigen Luftwirbel keine Rücksicht, und es ist nicht ausgeschlossen, daß diese Erscheinungen an der Veränderlichkeit des Mischungsverhältnisses großen Anteil haben [2]). Sicher ist aber, daß die Möglichkeit, die Ausflußgesetze für Luft und Brennstoff bei Vergasern auch nur angenähert auf die gleiche Form zu bringen, weite Ausblicke auf die Vereinfachung von Bauart und Handhabung der Vergaser eröffnet. Z. B. entfallen mit einem Schlage alle Regelvorrich-

[1]) Der Motorwagen 1906 S. 793.

[2]) Die zurzeit vorliegenden theoretischen Grundlagen widersprechen allerdings dieser Annahme: Bezeichnet man nämlich mit

p_L den Anfangsdruck der Luft (beim Eintritt in den Vergaser),
p_L' den Enddruck der Luft (im Saugrohrkrümmer),
p_B den Anfangsdruck des Brennstoffes (im Schwimmergehäuse),
p_B' den Enddruck des Brennstoffes (an der Düsenmündung),

so kann man den Vergaser als Strahlpumpe auffassen, für die sich die Zeunersche Theorie vom Lokomotivblasrohr (»Das Lokomotivenblasrohr«, Zürich 1863 S. 97) anwenden läßt. Hiernach ist, unter Vernachlässigung der geringen Aenderung des spezifischen Volumens der Luft beim Durchströmen und ohne Rücksicht auf das geringe Volumen des ausfließenden Brennstoffes, der Druckunterschied $p_B - p_B'$, welchem der Brennstoff durch die Strahlwirkung des Luftstromes ausgesetzt wird,

$$p_B - p_B' = \frac{(1+\xi)\,q^2}{(1+\xi)\,q^2 - 2\,(q-1)}\,(p_B - p_L')$$

oder

$$p_B - p_B' = \frac{(1+\xi)\,q^2}{(1+\xi)\,q^2 - 2\,(q-1)}\,[(p_L - p_L') + (p_B - p_L)].$$

Hierin ist q das Verhältnis zwischen dem Luftquerschnitt in der Saugleitung (entsprechend dem Enddruck p_L') und dem engsten Luftquerschnitt an der Düsenmündung, ξ eine Widerstandsziffer. Nun ist bei den gebräuchlichsten Vergasern $p_B = p_L =$ dem Atmosphärendruck, somit nimmt die obenstehende Gleichung die Form an:

$$p_B - p_B' = A\,(p_L - p_L'),$$

solange ξ und q Festwerte bleiben, mit andern Worten:

Die Zeunersche Theorie vom Lokomotivblasrohr führt zu dem Ergebnis, daß sich die Saugwirkung $p_B - p_B'$ des Luftstromes auf den in der Düse vorhandenen Brennstoff nur proportional mit dem Druckunterschied ändert, welcher die Luftströmung veranlaßt.

tungen für den Luftzutritt; nur die Drosselvorrichtung in der Saugleitung der Maschine bleibt bestehen. Ihre Einstellung bestimmt in Verbindung mit der Umlaufzahl der Maschine den Unterdruck im Vergaser und die Menge des stets annähernd gleichförmig zusammengesetzten Gemisches, die gebildet werden soll.

Die vorstehenden Betrachtungen stützen sich ausschließlich auf Versuche, die bei gleichbleibendem, und nur bei einem neuen Versuch verändertem Unterdruck im Vergaser angestellt worden sind. Es wäre nun noch zu prüfen, wie weit diese Ergebnisse durch das stoßweise Saugen der Maschine beeinflußt werden könnten.

Da ist zunächst zu bemerken, daß die häufig gemachte Annahme, bei einer Mehrzylindermaschine, die mit einigermaßen hoher Umlaufzahl läuft, könnten die Saughübe der einzelnen aufeinander folgenden Zylinder nicht mehr fühlbare Druckschwankungen hervorrufen, nicht richtig ist. Fig. 19 zeigt den Verlauf der Drücke in der Saugleitung einer Vierzylindermaschine unmittelbar an der Anschlußstelle des Vergasers auf Grund von Versuchen von Watson[1]) bei drei verschiedenen Umlaufzahlen. In allen Fällen ist mit *A* der Zeitpunkt des Oeffnens und mit *B* der Zeitpunkt des Schließens des Einlaßventiles bezeichnet. Zum Vergleich ist ferner der Verlauf der Kolbengeschwindigkeiten angegeben.

Fig. 19.

Druckschwankungen in der Saugleitung einer Vierzylindermaschine.

Es zeigt sich, daß bei 656 Uml./min der Druck in der Saugleitung kurz vor dem Oeffnen des Ventiles die Atmosphäre erreicht und diese sogar noch eine Zeitlang überschreitet, was offenbar eine Folge des Anstauens der Saugluft unter der Einwirkung der Trägheit sowie etwaiger Rückwirkungen aus dem mit Auspuffgasen gefüllten Zylinder sein kann. Mit wachsender Kolbengeschwindigkeit fällt aber der Druck in der Saugleitung sehr schnell bis zu einem Werte von — 0,091 kg/qcm und steigt dann bis zum Schluß des Ventiles wieder an, was abermals nur auf die Trägheit der einmal in Bewegung befindlichen Luftsäule zurückzuführen ist.

Der Verlauf des Druckes bei den höheren Umlaufzahlen ist ähnlich, mit dem Unterschiede, daß bei 860 Uml./min die atmosphärische Spannung gerade noch erreicht und als niedrigster Druck — 0,26 kg/qcm erzielt wird, während bei 1200 Uml./min der Druck schon vollständig unter der Atmosphäre bleibt und einen niedrigsten Wert von — 0,161 kg/qcm erreicht. Ob diese Ergebnisse nicht auch durch Resonanzerscheinungen in der Saugleitung beeinflußt sind, läßt sich nicht prüfen. Dagegen spräche immerhin der Umstand, daß die Druckschwankungen bei drei verschiedenen Umlaufzahlen gleichartig aufgetreten sind.

Diese erheblichen Druckschwankungen lassen sich allerdings nur durch Indizieren der Saugleitung mit einer sehr weichen Feder erkennen, während man, wenn man auf die Saugleitung ein Manometer aufsetzt, nur eine Art von mittleren Drücken ablesen kann, deren Abhängigkeit von der Umlaufzahl z. B. aus folgenden Werten ersichtlich ist:

Uml./min	577	613	843	850	1051	1079	1234	1248
abs. Druck kg/qcm	0,9723	0,9709	0,9454	0,9454	0,9247	0,9219	0,9037	0,9044

Diese Drücke sind aber nicht die wirklichen mittleren Drücke in der Saugleitung[1]). Daher kommt es auch, daß man sie nicht dazu benutzen kann, die wirklich durch die Saugleitung strömenden Luftmengen zu berechnen, sondern die Luftmenge mit Luftuhren oder kalibrierten Düsen messen muß. Die zahlenmäßigen Ergebnisse dieser Messungen können im übrigen, was die Höhe des Unterdruckes anbelangt, keineswegs als vorbildlich gelten; denn die Unterdrücke sind wegen der augenscheinlich zu gering bemessenen Ansaugquerschnitte für praktische Verhältnisse viel zu groß. Schon um die Maschinenleistung nicht zu schmälern, wird man beim Entwurf von Vergasern nicht über 50 bis 60 cm Wassersäule Unterdruck gehen.

Die durch das Kolbenspiel hervorgerufenen Schwankungen des Unterdruckes dürften nun zur Folge haben, daß sich die tatsächlich von dem Vergaser abgegebenen Mengen von Luft und Brennstoff gegenüber denjenigen, die sich aus der Berechnung mit Hülfe des wirklichen mittleren Unterdruckes ergeben würden, etwas erhöhen, weil sich der Einfluß der Trägheit geltend machen wird. Dadurch dürfte auch das Mischungsverhältnis beeinflußt werden. Die Fehler, die hierdurch wegen der verschiedenen Masse von Benzin und Luft in das Mischungsverhältnis hineingetragen werden, können aber nicht groß sein. Obgleich nämlich das spezifische Gewicht des flüssigen Benzins etwa 600 mal so groß ist wie dasjenige der Luft, so stehen doch bei einem Mischungsverhältnis von etwa 1 : 20 die zu gleicher Zeit in Bewegung befindlichen Massen von Luft und Benzin nur mehr in einem Verhältnis von etwa 1 : 30, während ihre Geschwindigkeiten bei hohen Umlaufzahlen im Verhältnis von etwa 35 : 1 gewählt werden können. Die den Quadraten der Geschwindigkeiten proportionalen lebendigen Kräfte von Luft und Brennstoff dürften demnach, wenn die Querschnitte richtig bemessen werden, bei den höchsten Geschwindigkeiten nicht nur keine Anreicherung, sondern viel eher eine Verdünnung des Gemisches herbeiführen.

Solange also die Abhängigkeit der Ausflußmengen für Luft und Brennstoff von der Höhe des Unterdruckes unverändert bleibt — und es ist gezeigt worden, daß es möglich ist, dieses Ziel angenähert durch besondere Gestaltung der Brennstoffdüsen zu erreichen —, solange dürfte auch der Einfluß der durch das Kolbenspiel verursachten Druckschwankungen keine wesentliche Rolle bei dem Ausfall des Mischungsverhältnisses spielen.

Im übrigen läßt sich auch eine Verfeinerung der Vergaserwirkung, die den Schwankungen des Unterdruckes in dieser Hinsicht Rechnung trägt, beim Eichen von Düsen berücksichtigen, indem man trachtet, bei den höheren Umlaufzahlen je nach Bedarf etwas unterhalb oder oberhalb der Parabel zu bleiben. Ein Mittel hierzu bietet z. B. die Anwendung eines Nadelventiles zum Einstellen der Düsenweite, s. Fig. 17, das, wie aus Fig. 12 hervorgeht, die gewünschte Wirkung hervorbringt.

Zusammenfassung.

Nach kurzen Bemerkungen über die allgemeine Wirkungsweise der Oberflächen- und der Spritzvergaser werden die Krebssche Vergasertheorie und die darauf aufgebauten neueren Vergaserarten besprochen. Die theoretisch richtigen Ausflußgesetze für Luft und Brennstoff führen auf eine Erörterung der verschiedenen Wege, das Mischungsverhältnis von den Schwankungen des Unterdruckes unabhängig zu erhalten. Erfolg einer neuen Düsenform. Einfluß der Druckschwankungen.

[1]) Vortrag in der Institution of Automobile Engineers 1909.

[1]) s. a. Neumann, Mitt. über Forschungsarbeiten, Heft 79 S. 8.

Verdrehungsschwingungen eines Stabes mit fester Drehachse und beliebiger zur Drehachse symmetrischer Massenverteilung unter dem Einfluß beliebiger harmonischer Kräfte.[1]

Von Professor Dr.-Ing. **Gümbel** in Charlottenburg.

(Schluß von S. 1031)

Beispiel 3. In ähnlicher Weise wie die Figuren 4, 5 und 6 zu Beispiel 1 zeigen Fig. 9 und 10 die Schwingungsformen eines an dem einen Ende eingespannten masselosen elastischen Stabes von gleichem J und G mit 27 gleich großen Massen in gleichen Abständen. Die Schwingungsformen sind in gleichartiger Weise wie oben ermittelt worden, unter Annahme eines festbleibenden Einspannmomentes, d. h. einer gleichgerichteten Tangente für sämtliche Schwingungskurven im Einspannquerschnitt.

Fig. 9.

Schwingungsausschläge des in Fig. 10 dargestellten Massensystemes.

Die Schwingungslinien sind von $n = 0$ bis $n = 1272$ Per./min fortlaufend aufgezeichnet. Es ergeben sich $n = 259{,}4$, $n = 766$ und $n = 1272$ als die Perioden der freien Schwingungen: für die dazwischen liegenden erzwungenen Schwingungen ist die erzwingende Kraft an der Masse 27 angreifend angenommen und ihre Größe den einzelnen Periodenzahlen entsprechend in Fig. 9 eingetragen.

Neben diesen größeren Massenkomplexen gemeinsamen Schwingungen sind noch diejenigen Schwingungsformen ermittelt und in Fig. 10 eingetragen, die den Schwingungen der einzelnen Massen, d. h. den höchstmöglichen Periodenzahlen des Systems entsprechen.

Man erkennt, daß die beiden Schwingungsformen $n = 8944$ und $n = 6325$ nur als erzwungene Schwingungen möglich sind, indem nur durch Hinzufügen einer Endkraft P der Bedingung $r \frac{d\alpha}{dL} = 0$ für das freie Stabende Genüge geleistet werden kann. Die höchste Schwingungsform, welche als freie Schwingung überhaupt möglich ist, schwingt mit $n = 4472$ Per. min und ist an die Bedingung geknüpft, daß die Zahl der Massen des Stabes $= (1 + 3q)$ beträgt, wo $q = 0$ oder eine beliebige ganze Zahl ist. In unserm Falle, wo die Zahl der Massen 27, ist auch diese Schwingungsform nur als erzwungene Schwingungsform möglich.

Beispiel 4. Von besonderer Bedeutung sind die Verdrehungsschwingungen von Schiffskörpern, welche durch das veränderliche Drehmoment der Maschine oder durch den veränderlichen Propellerwiderstand entstehen und bei vorhandenem Synchronismus zu störend bemerkbaren Ausschlägen anwachsen können. Die gegebene Methode gestattet, die Schwingungsform und die Schwingungsperiode eines Schiffskörpers, also eines Körpers von beliebiger Massen- und Querschnittsverteilung, zu berechnen. Vergl. hierzu den Vortrag des Verfassers: Torsional vibrations on elastic shafts etc. and their application to the vibration of ships, Transactions of the Institution of Naval Architects 1912, in welchem die freien Schwingungsformen und Schwingungsperioden erster, zweiter, dritter und vierter Ordnung (mit 1, 2, 3, 4 Wendepunkten der elastischen Linie) für den deutschen Kreuzer »Vineta« berechnet und dargestellt sind.

Fig. 10.

Schwingungsformen eines an einem Ende eingespannten, aus 27 Einzelmassen bestehenden elastischen Stabes.

VI. Das Spektrum der Schwingungen und allgemeine Betrachtungen.

Betrachten wir in Fig. 6 (S. 1029) die Kurven der Schwingungsausschläge für eine gleichbleibende erregende periodische Kraft P, so ist die Aehnlichkeit des Bildes mit

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 45 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

dem Spektrum unverkennbar. Die Stellung der Spektrallinien entspricht hiernach den Schwingungszahlen der freien Schwingungen der elastisch miteinander verbundenen Teilchen eines Massensystems. Die Schärfe der Spektrallinien ist abhängig von dem Zuwachs der Schwingungsausschläge der Massenteilchen und wird in erster Linie von dem Dämpfungsfaktor der Schwingung beeinflußt sein. In Fig. 6 bedeuten die in das Spektrum eingeschriebenen Ziffern 1, 2, 3 usw. gleiche Schwingungsauschläge.

Ich habe von der hier skizzierten Vorstellung ausgehend Diagramme nach Art der Figur 6 als Spektrum der Stabschwingungen bezeichnet (vergl. des Verfassers: »Ebene Transversalschwingungen freier stabförmiger Körper mit variablem Querschnitt unter der Einwirkung periodischer Kräfte«, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft Bd. II 1901 S. 248). Man wird ein derartiges Spektrum für jedes beliebige System von durch elastische Kräfte miteinander verbundenen Massen aufstellen können. Die Zahl der möglichen freien Schwingungsformen erscheint durch die Zahl der Einzelmassen des Systems gegeben, und zwar ist in unserm Fall der Verdrehungsschwingungen für den Läufer II die Zahl der freien Schwingungsformen gleich Anzahl der Massen minus eins. Für die Masse des Achsenreglers, bei welchem wie oben erkannt die Zahl $n = 1260$ als Eigenschwingungszahl hinzutritt, ist die Anzahl der freien Schwingungsformen gleich fünf, also gleich der Anzahl der Massen. Die Zahl der Spektrallinien erscheint durch die Anzahl der Einzelteilchen eines strahlenden Körpers bestimmt, und zwar derartig, daß die Anzahl der Einzelteilchen gleich oder größer als die Zahl der Spektrallinien ist. Hiernach würde es umgekehrt möglich sein, aus der Zahl der Spektrallinien — auch auf den nicht sichtbaren Teil des Spektrums ausgedehnt — auf die Zusammensetzung des strahlenden Körpers zu schließen, oder doch zum wenigsten auf die Zahl der in oder mit dem Körper schwingenden Teile, mag man dieselben als Atome oder als Elektronen auffassen.

Die weitere Verfolgung dieses Gedankens führt allerdings aus dem Gebiete ebener Schwingungssysteme zu den Schwingungen räumlicher elastischer Massensysteme, als deren einfachstes die Anordnung von vier gleich großen Massen in den Eckpunkten eines Tetraeders anzusehen ist.

VII. Schwingungen unter dem Einfluß dämpfender Kräfte.

Bei den vorhergehenden Betrachtungen haben wir keinerlei Voraussetzungen betreffs der Art der am System wirksamen Kräfte gemacht, lediglich vorausgesetzt, daß die äußeren Kräfte nach Periode, Größe und Phase bekannt sind. In vielen, insbesondere den technisch wichtigsten Fällen sind die Kräfte jedoch nicht in dieser genauen Weise von vornherein bekannt, sondern häufig nur als Funktion des Schwingungsausschlages oder der Verdrehung gegeben.

Die wichtigste derartige in Schwingungsproblemen auftretende Kraft ist die Kraft der inneren Dämpfung, von der wir wissen, daß sie in erster Annäherung der Verdrehungsgeschwindigkeit proportional ist. Die innere Dämpfungskraft läuft sonach der Verdrehung um 90° nach.

Man erkennt, daß eine Schwingung mit innerer Dämpfung nur als erzwungene Schwingung bestehen kann, da die Arbeit der Dämpfung nur durch äußere Energiezufuhr geleistet werden kann.

Befindet sich ein Stab, durch eine äußere Kraft angeregt, im Zustande einer erzwungenen Schwingung, und verschwindet diese Kraft, so kann eine solche Schwingung nicht bestehen bleiben, der Schwingungsausschlag nimmt vielmehr mit jeder Periode ab, und die Schwingungsform geht in die Schwingungsform der freien Stabschwingung über.

Eine zweite in technischen Aufgaben auftretende Kraft ist die äußere Dämpfungskraft, die in erster Annäherung der Schwingungsgeschwindigkeit des schwingenden Punktes proportional angenommen werden kann. Die äußere Dämpfungskraft eilt sonach ebenfalls dem Schwingungsausschlag um 90° nach. Die Schwingungsform ist die einer erzwungenen Schwingung.

Die Lösung aller derartigen Aufgaben erfolgt grundsätzlich nach den Regeln, die in den Abschnitten II und III gegeben sind, muß aber im einzelnen der jeweiligen Aufgabe angepaßt werden.

Im folgenden möge der Einfluß innerer und äußerer Dämpfungskräfte für ein System von zwei durch eine elastische masselose Welle verbundenen Massen untersucht werden, die technisch wichtigste Aufgabe, bei der die auftretenden Erscheinungen sich in einfacher Weise überblicken lassen. (Vergl. hierzu des Verfassers »Torsional Vibrations of Shafts« in Transactions of the Institution of Naval Architects 1902 sowie »Ueber Torsionsschwingungen von Wellen«, Schiffbau 3. Jahrgang 1901 bis 1902.)

An dem in Fig. 11 dargestellten Massensystem, bestehend aus der elastischen masselosen Welle (L, J, G) und den beiden Massen M und m am starren Hebelarm r an den beiden Enden der Welle, greife im Angriffspunkt der Masse m die harmonische Kraft P von bestimmter Größe an. Der Bewegung der Masse M wirke im Angriffspunkt von M eine äußere Dämpfungskraft, der Verdrehung der Welle L eine innere

Fig. 11.

Schwingung zweier Massen unter dem Einfluß einer harmonischen äußeren Kraft und unter dem Einfluß innerer und äußerer Dämpfung.

Dämpfungskraft entgegen. Die Dämpfungsziffern k bezw. k_1 der äußeren und inneren Dämpfung sind bekannt. Gesucht seien die Schwingungsausschläge der Massen M und m, die Phasen der Massenschwingungen, die Phase der die Schwingungen erzwingenden bekannten Kraft P und die Verdrehung der Welle bei beliebiger Periodenzahl der harmonischen Kraft P.

Bezeichnet man mit $r\beta$ den Schwingungsausschlag der Masse M, mit $r\alpha$ den Schwingungsausschlag der Masse m, mit $r(\eta + \zeta)$ die Verdrehung der Welle auf der Länge L, so sind bei einer Schwingung des Systemes die folgenden harmonischen Kräfte wirksam:

1) am Hebelarm r in der Ebene der Masse m
   a) die äußere Kraft P,
   b) die Massenbeschleunigung $m\,\omega^2\,r\,\alpha$ in gleicher Phase mit dem Schwingungsausschlag $r\,\alpha$,
   c) die innere Dämpfungskraft $k_1\,\omega\,r\,(\eta + \zeta)$, um 90° der Verdrehung $r\,(\eta + \zeta)$ nacheilend;

2) am Hebelarm r in der Ebene der Masse M
   d) die Massenbeschleunigung $M\,\omega^2\,r\,\beta$ in gleicher Phase mit dem Schwingungsausschlag $r\,\beta$,
   e) die äußere Dämpfungskraft $k\,\omega\,r\,\beta$, um 90° dem Schwingungsausschlag $r\,\beta$ nacheilend,

f) die innere Dämpfungskraft $k_1 \omega r (\eta + \zeta)$ von entgegengesetztem Vorzeichen wie e), um 90° der Verdrehung $r(\eta + \zeta)$ nacheilend.

Die Resultante der Kräfte a) bis c), desgleichen die Resultante der Kräfte d) bis f) muß mit den inneren Verdrehungskräften der Welle, also mit $\frac{JG}{rL}(\eta + \zeta)$ im Gleichgewicht sein. Die Summe der Kräfte a) bis f) ist gleich null.

Aus diesen Bedingungen heraus läßt sich der Verlauf des Kräfteplanes $ACBEBDC$ aufzeichnen, und die folgenden Beziehungen können abgeleitet werden:

Fig. 12.

Diagramme der Kräfte und Schwingungsausschläge für den Fall der Figur 11.

$m = 1000 \frac{\text{kg}\cdot\text{sk}^2}{\text{cm}}$, $M = 3000 \frac{\text{kg}\cdot\text{sk}^2}{\text{cm}}$, $r = 100$ cm, $L = 1000$ cm, $J = 100\,000$ cm⁴, $G = 820\,000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$,

$k = 200 \frac{\text{kg}\cdot\text{sk}}{\text{cm}}$, $P = 1000$ kg.

I. $\operatorname{tg} \chi = \frac{k}{M\omega}$

II. $\operatorname{tg} \mu = \frac{k_1 \omega r^2 L}{JG}$

III. $\frac{JG}{rL}(\eta + \zeta) = \frac{M \omega^2 r \beta \cos \mu}{\cos \chi}$

IV. $\frac{JG}{rL}(\eta + \zeta) = m \omega^2 r \alpha \cos \xi \cos \mu \pm \cos \mu \sqrt{P^2 - (m \omega^2 r \alpha)^2 \sin^2 \xi}$.

Gleichzeitig mit dem Kräftepolygon läßt sich auch das Polygon der Schwingungsausschläge $abec$ aufzeichnen, wenn man bedenkt, daß die Phasen der Schwingungsausschläge gleich den Phasen der Kräfte sind. Aus dem Polygon der Schwingungsausschläge leiten sich die weiteren Beziehungen ab:

V. $(\eta + \zeta) = \beta \frac{\sin(\chi + \xi)}{\sin \xi} \cos \mu$

VI. $\alpha \sin \xi = \beta \sin \chi$.

Hiermit sind sechs Bestimmungsgleichungen für die Unbekannten $\chi, \mu, (\eta + \zeta), \beta, \alpha$ und ξ gegeben, und damit ist die gesuchte Aufgabe gelöst und die Konstruktion des Kräftepolygons und des Polygons der Schwingungsausschläge für jede beliebige Periodenzahl der harmonischen Kraft P möglich.

Aus den beiden Polygonen der Kräfte und Schwingungsausschläge lassen sich nun noch einige interessante Beziehungen ableiten.

Bildet man die Resultierende der äußeren Kräfte P und $k \omega r \beta$, so muß diese Kraft der Beschleunigung des Systemschwerpunktes nach Größe und Phase gleich sein, gleichgültig, welche inneren Kräfte am System wirken. Hiermit ergibt sich im Kräfteplan $AD = (m + M) \omega^2 r \vartheta$, wo ϑ den Schwingungsausschlag des Schwerpunktes darstellt. Zieht man im Polygon der Schwingungsausschläge ad parallel AD, so ergibt sich aus der Aehnlichkeit der Dreiecke, daß $ad = \vartheta$ = dem Schwingungsausschlag des Schwerpunktes ist. Ebenso folgt aus der Kongruenz der Dreiecke, daß $M \omega^2 r d b = m \omega^2 r d c$, d. h., daß rdb und rdc den Schwingungsausschlägen der freien dämpfungslosen Schwingung des Massensystemes proportional sind. Infolge der inneren Dämpfung verringert sich der Schwingungsausschlag der Schwingung von rdb auf $r\zeta$ und von rdc auf $r\eta$. Die Schwingungsform bleibt ungeändert die der freien Schwingung der Massen M und m. Hieraus leitet sich der Satz ab, daß sich die Schwingung des Systemes unter dem Einfluß der äußeren Kraft zusammensetzt

1) aus einer Schwingung, die allen Systempunkten nach Größe und Phase gemeinsam ist, und

2) aus einer freien Schwingung des Massensystemes. Schwingungsausschlag und Schwingungsphase jedes beliebigen Punktes h des Systemes findet man durch geometrische Addition des allen Punkten gemeinsamen Schwingungsausschlages ϑ mit dem Schwingungsausschlag dh der freien Schwingung (vergl. Fig. 11).

In Fig. 12 ist die vorliegende Aufgabe von $\omega = 0$ (unendliche Periode) bis $\omega = 50$ unter Vernachlässigung der inneren Reibung für die folgenden Größen durchgeführt:

$m = 1000 \frac{\text{kg}\cdot\text{sk}^2}{\text{cm}}$, $M = 3000 \frac{\text{kg}\cdot\text{sk}^2}{\text{cm}}$, $r = 100$ cm, $L = 1000$ cm, $J = 100\,000$ cm⁴, $G = 820\,000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$, $k = 200 \frac{\text{kg}\cdot\text{sk}}{\text{cm}}$, $P = 1000$ kg, $k_1 = 0$.

In diesem Falle vereinfachen sich die oben gegebenen Bestimmungsgleichungen in

I. $\operatorname{tg} \chi = \frac{k}{M\omega}$

II. $\operatorname{tg} \mu = 0$

III. $\frac{JG}{rL}(\eta + \zeta) = \frac{M \omega^2 r \beta}{\cos \chi}$

IV. $\frac{JG}{rL}(\eta + \zeta) = m \omega^2 r \alpha \cos \xi \pm \sqrt{P^2 - (m \omega^2 r \alpha)^2 \sin^2 \xi}$

V. $\eta + \zeta = \beta \frac{\sin(\chi + \zeta)}{\sin \xi}$

VI. $\alpha \sin \xi = \beta \sin \chi$,

woraus die einzelnen Größen sich wie folgt berechnen:

χ) $\operatorname{tg} \chi = \frac{k}{M\omega}$

ξ) $\frac{rL}{JG} M \omega^2 r = \frac{\sin(\chi + \xi)}{\sin \xi} \cos \chi$

$$\beta)\quad \frac{M\,\omega^2\,r\,\beta}{\cos\chi} - m\,\omega^2\,r\,\beta\sin\chi\,\mathrm{cotg}\,\xi = \pm\sqrt{P^2-(m\,\omega^2\,r\,\beta\sin\chi)^2}$$

$$\alpha)\quad \alpha = \frac{\beta\sin\chi}{\sin\xi}$$

$$\eta+\zeta)\quad \eta+\zeta = \beta\,\frac{\sin(\chi+\xi)}{\sin\xi}\,.$$

Aus Fig. 12 erkennt man, daß die Schwingungsausschläge $r\,\alpha$ und $r\,\beta$ für die Periode $\omega = 0$ (unendlich langsame Bewegung) unendlich groß werden, d. h. die Welle dreht sich mit unendlich geringer Geschwindigkeit um ihre Achse, wobei sie eine endliche Verdrehung $(\eta+\zeta)$ erleidet, die dem Drehmoment der Kraft P am einen Ende und dem gleich großen äußeren Widerstand (herrührend von dem unendlich großen Schwingungsausschlag bei unendlich langsamer Bewegung) entspricht.

Von besonderer Bedeutung ist die Schwingung, bei der die Verdrehung des Stabes einen Höchstwert annimmt. Aus Formel (IV) folgt, daß $(\eta+\zeta)$ einen Höchstwert erreicht für $P = m\,\omega^2\,r\,\alpha\sin\xi$, d. h., wenn die Phase zwischen der Kraft und der Verdrehung der Welle um 90° verschoben ist (vergl. Fig. 13).

Fig. 13.

Charakteristische Polygone der Kräfte und Schwingungsausschläge für das Massensystem der Figur 11.

S = Systemschwerpunkt

$AB = M\,\omega^2\,r\,\beta$
$BD = m\,\omega^2\,r\,\alpha$
$CD = P$
$AC = k\,\omega\,r\,\beta$,
$BC = \frac{J\,G}{r\,L}(\eta+\zeta)$
$AD = (M+m)\,\omega^2\,r\,\vartheta$

$ab = \beta$
$ac = \alpha$
$cd = \eta$

$bd = \zeta$
$cb = \eta+\zeta$
$ad = \vartheta$

$\measuredangle ABC = \measuredangle abc = \chi$
$\measuredangle CBD = \measuredangle cbd = \xi$

Weiter ist die Schwingung von Bedeutung, bei der die äußeren Kräfte in gleicher Phase schwingen (vergl. Fig. 13).

Aus Gl. (III) folgt

$$\omega^2 = \frac{J\,G}{r^2\,L\,M}\,\frac{(\eta+\zeta)\cos\chi}{\beta},$$

und aus

$$\frac{(M+m)\,\omega^2\,r\,\vartheta}{m\,\omega^2\,r\,\alpha} = \frac{\vartheta(\eta+\zeta)}{\alpha\,\zeta} = \frac{\vartheta(\eta+\zeta)\cos\chi}{\alpha\,\beta}$$

folgt

$$\omega = \sqrt{\frac{J\,G}{r^2 L}\,\frac{(M+m)}{M\,m}}\,.$$

Das ist aber die Winkelgeschwindigkeit der freien Schwingung (ω_0) des Massensystemes. Man erkennt sonach, daß die größte Verdrehung der Welle nicht — wie man vielleicht erwartet hätte — bei der Periode der freien ungedämpften Schwingung eintritt, für die sich der Schwingungsausschlag bei endlicher Kraft unendlich groß ergibt, sondern bei einer Schwingungszahl, die tiefer liegt und dadurch gekennzeichnet ist, daß die Phase der erregenden Kraft um 90° gegenüber der Verdrehung des Stabes verschoben ist.

Betrachtet man in Fig. 12 und 13 die verschiedenen Polygone der Schwingungsausschläge und Kräfte, so findet man das im vorstehenden Gesagte bestätigt.

Für die Periode $\omega = 0$ schwingen Kraft und äußere Dämpfung in entgegengesetzter Phase; mit wachsender Schwingungszahl verkleinert sich der Phasenwinkel zwischen den äußeren Kräften, bis beide bei $\omega = \omega_0$ in gleicher Phase schwingen; mit weiter steigender Schwingungszahl vergrößert sich der Phasenwinkel solange, bis bei unendlich kleiner Schwingungsperiode $(\omega = \infty)$ die Kraft mit $r\,\beta$ in gleicher, mit $r\,\alpha$ in entgegengesetzter Phase schwingt, wobei die Schwingungsausschläge unendlich klein werden.

Ferner erkennt man, daß der Schwingungsausschlag $r\,\vartheta$ in sämtlichen Polygonen der Schwingungsausschläge die Strecke $r(\eta+\zeta)$ im Verhältnis 1 : 3 teilt, entsprechend dem gleichen Verhältnis $\frac{m}{M} = \frac{1000}{3000}$ und der Bedingung der freien Schwingung $m\,\omega^2\,r\,\eta = M\,\omega^2\,r\,\zeta$.

VIII. Nutzanwendung.

Bei technischen Aufgaben wird vor allem die Frage von Bedeutung sein, in welcher Weise sich Verdrehungsschwingungen vermeiden lassen.

Man wird darauf zunächst die Antwort geben können, daß sich für ein elastisches Massensystem Verdrehungsschwingungen dadurch am besten vermeiden lassen, daß man periodisch wechselnde Drehkräfte überhaupt vermeidet. Wenn solches nicht zu erreichen ist, wird der Einfluß periodisch wechselnder Drehkräfte um so geringer sein, je weiter die freie Schwingungszahl des vorliegenden elastischen Massensystemes von der Periodenzahl der Drehkräfte entfernt liegt. Für die technischen Aufgaben der Verdrehungsschwingungen von Schiffen, Kraftmaschinenwellen usw. sollte die Forderung aufgestellt werden, daß die Periodenzahl der erregenden Kraft mindestens 15 bis 25 vH unterhalb der Periodenzahl der freien Schwingung liegen muß, wenn es sich wie in dem oben berechneten Beispiel der Figur 1 um freie Schwingungen der ersten Ordnung (mit einem Wendepunkt der Schwingungskurve) handelt. Handelt es sich um Schwingungen höherer Ordnung, so sind fortlaufend die Schwingungslinien für verschiedene Perioden zu bestimmen, und die Periode der erregenden Kraft ist so zu wählen, daß der Schwingungsausschlag in zulässigen Grenzen bleibt.

Handelt es sich nicht darum, die Schwingungen im ganzen zu beseitigen, sondern lediglich darum, einen Teil des Massensystemes schwingungsfrei zu gestalten, z. B. in dem Fall der Figur 1 den Licht liefernden Läufer der Gleichstrommaschine, so kann durch Hinzufügen von Massen oder periodischen äußeren Zusatzkräften die Schwingungskurve so gestaltet werden, daß für den betreffenden Punkt der Welle der Schwingungsausschlag gleich null wird. Die technische Möglichkeit dieses Verfahrens bedarf der Untersuchung des einzelnen Falles.

Nicht ohne Einfluß ist ferner die Lage des Angriffspunktes der erregenden Kraft. Greift die Kraft an einem Punkte des Stabes oder der Welle an, in dem die Amplitude der Verdrehungsschwingung gleich null ist, so wird eine derartige Kraft keine Arbeit auf den Stab übertragen können. Sonach wird auch — da zur Ueberwindung innerer oder äußerer Dämpfungskräfte Arbeit zugeführt werden muß — eine solche Schwingung nicht entstehen oder eine vorhandene von dieser Kraft nicht unterhalten werden können. Umgekehrt wird eine Kraft in um so höherem Grade Schwingungen zu erzeugen in der Lage sein, je größer die Schwingungsamplitude des Kraftangriffspunktes ist. (Vergl. hierzu des Verfassers »Wertigkeitstheorie« an der oben angezogenen Stelle.) Hieraus folgt, daß man, um Drehschwingungen zu vermeiden, die erregende periodische Kraft an solcher Stelle des Systemes angreifen lassen muß, an dem die Amplitude der Schwingungslinie gleich null ist, also in einem Knotenpunkte der Schwingungslinie. Wie weit man diese Bedingung durch Verschieben der Kraft erfüllen oder wie weit man durch Hinzufügen von Massen oder durch Aendern des

elastischen Systemes die Gestalt der Schwingungskurve dieser Bedingung anpassen kann, bedarf wieder der Untersuchung im einzelnen Fall.

Zusammenfassung.

Es wird gezeigt, daß man jedes beliebige um eine bestimmte Achse drehbare, harmonischen Kräftepaaren ausgesetzte elastische System bei Vernachlässigung von Biegungsschwingungen durch einen elastischen masselosen Stab von bestimmter Länge mit Einzelmassen in bestimmtem Abstande von der Drehachse ersetzen kann.

Die Bewegung eines solchen Systemes unter dem Einfluß periodischer Kräfte wird untersucht und ein Verfahren angegeben, die Schwingungsausschläge jedes einzelnen Punktes bei beliebiger Periodenzahl zu bestimmen.

Drei Beispiele werden durchgerechnet und daran einige allgemeine Betrachtungen über den Zusammenhang zwischen Spektrum und stofflichem Aufbau angeknüpft.

Weiter wird die Bewegung eines elastischen Systemes unter dem Einfluß von Dämpfungskräften untersucht und ein Beispiel durchgerechnet.

Zum Schluß werden die Nutzanwendungen für technische Aufgaben, insbesondere die Maßnahmen, die man zur Vermeidung von Verdrehungsschwingungen treffen kann, besprochen.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 14. Mai 1912.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Voigt.

Anwesend 16 Mitglieder und 1 Gast.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Carl Edelbruck und Ernst Stein, zu deren Ehren sich die Anwesenden von ihren Sitzen erheben.

Hr. Jakobi berichtet über das Werk von Conrad Matschoß »Friedrich der Große als Beförderer des Gewerbefleißes«.

Hr. Pekrun aus Coswig (Gast) spricht über Globoidschneckengetriebe[1]).

Hr. Arnhold berichtet nach einem Vortrage von Dipl.-Ing. Broß in Kiel über die Gasturbine[2]) und ferner über neue benzolelektrische Triebwagen der preußischen Staatsbahnen.

Eingegangen 20. Mai 1912.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 5. März 1912.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Benjamin.

Anwesend 44 Mitglieder und 10 Gäste.

Hr. C. Otto Gehrckens hält einen Vortrag: Neuestes vom Riementrieb.

Eingegangen 20. Mai 1912.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 6. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Eglinger. Schriftführer: Hr. Walder.

Anwesend etwa 60 Mitglieder und Gäste.

Hr. Caspary spricht über eine Seereise von Rotterdam nach Marseille.

Eingegangen 14. Mai 1912.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 20. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Heim. Schriftführer: Hr. Voigt.

Hr. Direktor Max Schmidt aus Hirschberg (Gast) spricht über das Problem der Flugmaschine und ihre Zukunft.

Eingegangen 18. Mai 1912.

Leipziger Bezirksverein.

Sitzung vom 26. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Kruft. Schriftführer: Hr. Hentschel.

Anwesend 42 Mitglieder und Gäste.

Hr. Burbach berichtet über den Entwurf der Normal-Unfallverhütungsvorschriften.

Hr. Prof. Dr. Kollmann (Gast) spricht über die wirtschaftliche und rechtliche Ausbildung der Ingenieure.

---

[1]) s. Z. 1912 S. 442.

[2]) Vergl. Z. 1912 S. 527.

Eingegangen 13. Mai 1912.

Magdeburger Bezirksverein.

Sitzung vom 17. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Haier. Schriftführer: Hr. Berner.

Anwesend 30 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Lehmann spricht über die Entwicklung der Handfeuerwaffen.

Eingegangen 20. Mai 1912.

Mosel-Bezirksverein.

Eröffnungs-Sitzung vom 10. März 1912.

Vorsitzender: Hr. Brennecke.

Anwesend 100 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Hermann Schiele, zu dessen Ehren sich die Anwesenden von ihren Sitzen erheben.

Hr. Oberingenieur G. Fink aus Nürnberg (Gast) spricht über die neuere Entwicklung des Dieselmotors und seine wirtschaftliche Bedeutung[1]).

Eingegangen 13. Mai 1912.

Ostpreußischer Bezirksverein.

Sitzung vom 19. März 1912.

Vorsitzender: Hr. Bieske. Schriftführer: Hr. Leck.

Anwesend 15 Mitglieder und 12 Gäste.

Hr. Rolin spricht über eine Hochgebirgstour vom Bodensee nach Wien.

Sitzung vom 2. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Bieske. Schriftführer: Hr. Leck.

Anwesend 10 Mitglieder und 2 Gäste.

Hr. Dr. Nahm spricht über den Stawitzschen Apparat zur Bestimmung der wechselnden Beschaffenheit des Heizgases.

Hr. Rolin berichtet über das Rundschreiben bezüglich der Handhabung der allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

Sitzung vom 16. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Bieske. Schriftführer: Hr. Leck.

Anwesend 9 Mitglieder.

Hr. Nahm berichtet aus den eingegangenen Bezirksvereins-Nachrichten und Hr. Leck über das derzeitig größte Motorseeschiff.

Eingegangen 17. Mai 1912.

Zwickauer Bezirksverein.

Sitzung vom 19. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Hummel. Schriftführer: Hr. Benemann.

Anwesend 8 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Dipl.-Ing. Schiefer (Gast) spricht über die Herstellung der Kugel- und Rollenlager.

---

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 1318.

Bücherschau.

Bericht über den vom 12. bis 14. Juni 1911 in Dresden abgehaltenen Kongreß für Heizung und Lüftung. Vom geschäftsführenden Ausschuß herausgegeben. München 1911, R. Oldenbourg. 366 S. mit 154 Fig. Preis 5 ℳ.

Seit bald zwei Jahrzehnten findet alle zwei Jahre ein Kongreß für Heizung und Lüftung statt, den der geschäftsführende Ausschuß mit Rücksicht auf die große Anziehungskraft der Hygiene-Ausstellung diesmal nach Dresden einberufen hatte. Diese Ausstellung war es denn wohl auch, die die Besucherzahl des Kongresses auf fast 900 steigerte, während sie bisher in etwa gleichmäßigem Anstieg bis auf 600 gekommen war.

Auf dem letzten Kongreß bildete die Hygieneausstellung den Mittelpunkt. Der erste Tag der Verhandlungen wurde allerdings in üblicher Weise dazu benutzt, zwei Vorträge von weiterem Interesse zu halten, teils damit die zahlreich anwesenden Ehrengäste — meist nicht Fachleute — auf ihre Kosten kamen, teils auch um die Gelegenheit zu benutzen, um manchem der Techniker und Nichttechniker die Wichtigkeit des auf dem Kongreß behandelten Faches zum Bewußtsein oder in die Erinnerung zu bringen. Der erste in diesem Sinne gehaltene Vortrag über »Die moderne Heizungs- und Lüftungstechnik in ihrer Beziehung zur Hygiene« wurde vom Professor Pfützner (jetzt Geheimer Hofrat) von der Technischen Hochschule zu Karlsruhe gehalten; es fehlte nicht an nur zu berechtigten Klagen darüber, daß »an den Heizungs- und Lüftungseinrichtungen gerne auf Kosten ihres hygienischen Wertes gespart wird, um ein paar hundert Mark weniger auszugeben, während doch für die Verschönerung der Gebäudefassaden Tausende ohne Bedenken aufgewendet werden, ober die Wände der Räume mit Oelgemälden geschmückt sind, deren Kaufpreis das Vielfache der gesamten Heizungsanlage ausmacht«. Auf die steten Klagen über Nichtbenutzung oder falsche Benutzung der vorhandenen Anlagen mangels sachgemäßer Ueberwachung, mangels Anstellung eines geschulten Heizers und eines gebildeten Heizungsingenieurs wird hingewiesen. Das trifft namentlich in großen Krankenanstalten zu, und es hätte noch darauf aufmerksam gemacht werden können, wie in Krankenhäusern unendliche Summen ausgegeben werden, die mehr in das Gebiet des hygienischen Luxus als in das der Hygiene fallen, so daß dann Anlagen entstehen, deren Baukosten 10 bis 12000 ℳ für 1 Bett betragen. Die Anforderungen der Aerzte in dieser Hinsicht steigern sich in schnellem Maß, ohne daß der Architekt oder gar der Heizungsingenieur dagegen aufkommen könnte. Später aber wird dann im Betrieb gespart, oder, was noch schlimmer ist, der Betrieb wird aus bloßer Unaufmerksamkeit vernachlässigt. Diese Verhältnisse mögen auch hier nachdrücklich erwähnt werden. Wäre es nicht angemessen, manches an Luxuseinrichtungen zu sparen, das Vorhandene aber richtig auszunutzen, insbesondere das dazu erforderliche Personal zu halten, oder auch die beim Bau zu ersparenden Summen für eine Verbesserung des Loses der Schwesternschaft zu verwenden! — Im übrigen bot der Vortrag einen kurzen Ueberblick über den gegenwärtigen Stand der hygienischen Anschauungen in bezug auf die Heizung und die Lüftung.

Den zweiten Vortrag des ersten Tages hielt der Heizungsindustrielle Fabrikbesitzer Vetter aus Berlin über »Die Zentralheizungen der älteren Zeit«. Was in diesem Aufsatz (erweitert auch erschienen in den »Beiträgen zur Geschichte der Technik und Industrie«, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure) über die Geschichte des Heizungswesens von Vetter niedergelegt ist, ist hochinteressant. Erst bei der geschichtlichen Betrachtung werden wir gewahr, wie stark wir auf den Schultern unserer Vordermänner stehen, und wie groß die Schwierigkeiten waren, die sie zu überwinden hatten, und die wir heute kaum noch als solche bemerken. So hören wir, daß erst im Jahr 1827 Dr. Hegelin die Beobachtung machte, man müsse Dampfheizkörper unten entlüften, weil Luft schwerer ist als Dampf — bis dahin hatte man es umgekehrt gemacht. Und erst Meißner erkannte im Jahr 1821, daß eine Luftheizung für den Umlauf der Luft sorgen müsse, daß also (abgesehen von Frischluftzusatz) ein Hin- und ein Rückleitungskanal nötig sei, die an passender Stelle in die Heizkammer und den zu heizenden Raum münden. Früher hatte man nur einen Kanal zwischen beiden Räumen, indem man annahm, durch die Ausdehnung der in der Heizkammer erwärmten Luft werde die Wärmeübertragung (dauernd!) stattfinden.

Der zweite Tag wurde mit Vorträgen von Professor Dr. Brabbée (Berlin) und Dipl.-Ing. Recknagel (Berlin) über die in der Hygieneausstellung zu sehenden wissenschaftlichen und praktischen Darstellungen aus dem Fachgebiet ausgefüllt. Die Vorträge gaben naturgemäß wenig Raum für die Vortragenden zu eigener Betätigung; der darauf bezügliche reich illustrierte Teil der vorliegenden Schrift gibt einen Ueberblick über die gegenwärtig üblichen besten Ausführungen von Armaturen und Anlagen.

Am dritten Tage sprach Hr. Schumacher, Direktor der Firma Rietschel & Henneberg in Berlin, über die »Heizung und Lüftung von Schulen«, und dann Ingenieur Vocke in Dresden »Ueber Warmwasserbereitung, insbesondere für häuslichen Bedarf«. In beiden Vorträgen wird kurz und sachlich dargelegt, was an neueren Anschauungen auf den Gebieten Geltung hat und was an Apparaten für die Zwecke zur Verfügung steht. Die Besprechung verlief angeregt, beim ersten Vortrag an Hand einer Reihe von Leitsätzen über den Bau und Betrieb der Heizungs- und Lüftungsanlagen in Schulen, die der erste Vortragende aufgestellt hatte.

Im ganzen verlief der unter der Leitung des Geheimen Regierungsrates und Professors Dr.-Ing. Konrad Hartmann stehende Kongreß glänzend, und er wird sicher den Anwesenden manche Anregung gebracht haben. Zum erstenmal, seitdem diese Kongresse abgehalten werden, konnte aus Gesundheitsrücksichten der Ehrenvorsitzende, Geheimer Regierungsrat und Professor Dr.-Ing. Rietschel, dem Kongreß nicht beiwohnen. Die Versammlung beschloß durch eine Sammlung die Herstellung seiner Büste zu ermöglichen, die zunächst ihm zu überreichen sein werde (was inzwischen geschehen ist). Nach langen langen Jahren aber soll sie im Ehrenhof der Technischen Hochschule Berlin aufgestellt werden und die Erinnerung an diesen erfolgreichen Förderer des Heizungsfaches wachhalten. Gramberg.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Statistische Zusammenstellung der Betriebsergebnisse von 425 Gasanstaltsverwaltungen für das Jahr 1911 bezw. 1910/1911. Herausgegeben im Auftrage des Deutschen Vereines von Gas- und Wasserfachmännern von K. Heidenreich. München, R. Oldenbourg. 107 S. Preis 5 ℳ.

Die Technik im zwanzigsten Jahrhundert. Von Dr. A. Miethe. 2. Bd.: Die Verarbeitung der Rohstoffe. Die fossilen Kohlen und ihre Verwertung — die Verarbeitung des schmiedbaren Eisens im Hüttenbetriebe — die Verarbeitung der Faserstoffe in Textil- und Papierindustrie — die chemische Großindustrie. Braunschweig 1912, George Westermann. 341 S. mit zahlreichen Figuren, Tafeln und Buntdrucken. Preis 15 ℳ.

IV. Verwaltungsbericht des Königlich Preußischen Landesgewerbeamts 1912. Berlin 1912, Carl Heymanns Verlag. 530 S. Preis 4 ℳ.

Verhandlungen der Versammlung von Vertretern der Flugwissenschaft am 3. bis 5. November 1911 zu Göttingen. Im Auftrage der Göttinger Vereinigung zur Förderung der angewandten Physik und Mathematik zusammengestellt von Prof. Dr. L. Prandtl. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 60 S. mit 50 Fig. Preis 3.50 ℳ.

Maschinentechnisches Lexikon. Von F. Kagerer. 14. bis 18. Lieferung: »Galvanokaustik« bis »Krane«. Wien, Verlag der Druckerei- und Verlags-Aktiengesellschaft vorm. R. v. Waldheim, Jos. Eberle & Co. Preis der Lieferung 70 ₰.

Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff. Von A. Heller. Berlin 1912, Julius Springer. 469 S. mit 650 Fig. Preis 20 ℳ.

Die Entdeckung des Radiums. Autorisierte deutsche Ausgabe. Von P. Curie. Leipzig 1912, Akademische Verlagsgesellschaft. 28 S. mit 5 Fig. Preis 1,50 *M.*

Rede, gehalten am 11. Dezember 1911 zu Stockholm bei Empfang des Nobelpreises für Chemie.

Ueber neuere thermodynamische Theorien. (Nernstsches Wärmetheorem und Quantenhypothese.) Von Dr. M. Planck. Leipzig 1912, Akademische Verlagsgesellschaft. 34 S. Preis 1,50 *M.*

Vortrag, gehalten am 16. Dezember 1911 in der Deutschen Chemischen Gesellschaft in Berlin.

Städtebauliche Vorträge aus dem Seminar für Städtebau an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. Bd. V. Heft 1: Das Haus im Stadtkörper. Von F. Genzmer. 52 S. mit 59 Fig. Preis 4,40 *M.*

Desgl. Bd. V. Heft 2: Das Stadttor im Stadtbilde. Von C. Sickel. 63 S. mit 55 Fig. Preis 4,80 *M.*

Desgl. Bd V. Heft 4: Die Baugenossenschaften. Von Dr. C. Koehne. 52 S. Preis 2,80 *M.*

Desgl. Bd. V. Heft 5: Die Lage der deutschen Großstädte. Von Dr. A. Penck. 38 S. Preis 2 *M.*

Desgl. Bd. V. Heft 6: Landschaft und Siedlung. Von W. Lange. 28 S. mit 23 Fig. Preis 2,40 *M.*

Geometrischer und algebraischer Beweis des Fermatschen Satzes. Von J. W. Haeußler. Berlin 1912, M. Krayn. 48 S. Preis 1,50 *M.*

Deutscher Ausschuß für Eisenbeton. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. Heft 17: Versuche mit Stampfbeton. Von M. Rudeloff und M. Gary. 167 S. mit 71 Fig. Preis 9,60 *M.*

Desgl. Heft 18: Die Beziehung zwischen Formänderung und Biegungsmoment bei Eisenbetonbalken. Von E. Mörsch. 14 S. mit 12 Fig. Preis 1,20 *M.*

Desgl. Heft 19: Prüfung von Balken zu Kontrollversuchen. Von C. Bach und O. Graf. 36 S. mit 26 Fig. und 10 Zusammenstellungen. Preis 2,40 *M.*

Lehrbuch der Mathematik. Für mittlere technische Fachschulen der Maschinenindustrie. Von R. Neuendorff. Berlin 1912, Julius Springer. 283 S. mit 245 Fig. Preis 5 *M.*

Photographischer Bücherschatz. Bd. XV: Die Blitzlicht-Photographie. Von Dr. H. Beck. 4. Auflage. Leipzig, E. Liesegangs Verlag, M. Eger. 152 S. mit 53 Fig. und 9 Tafeln. Preis 3 *M.*

Der Patentanspruch. Beiträge zu seiner Behandlung und Auslegung. Von Dr. R. Wirth und Dr. H. Isay. Berlin 1912, Carl Heymanns Verlag. 275 S. mit 39 Fig. und 1 Tafel. Preis 3 *M.*

Teubners Unterrichtsbücher für maschinentechnische Lehranstalten. Von G. Wiegner und P. Stephan. 1. Teil: Allgemeine Eigenschaften der Körper, Mechanik. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 252 S. mit 170 Fig. Preis 3 *M.*

Fünfstellige logarithmische und trigonometrische Tafeln. Von Dr. O. Schlömilch. 6. Auflage. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 182 S. Preis 2,40 *M.*

Der Gummidruck. Praktische Anleitung für Freunde künstlerischer Photographie. Von F. Behrens. 3. Auflage. Berlin 1911, M. Krayn. 100 S. mit mehreren Figuren und einer Zweifarbendruckbeilage. Preis 1,50 *M.*

Der Kongostaat Leopolds II. Von Dr. M. Büchler. Erster Teil: Schilderung seiner Entstehung und seiner wirtschaftlichen Verhältnisse. Zürich und Leipzig 1912, Rascher & Cie. 235 S.

Anleitung zum Photographieren. Von Dr. G. Hauberrisser. 15. Auflage. Leipzig 1912, E. Liesegangs Verlag, M. Eger. 183 S. mit 126 Fig. Preis 1,50 *M.*

Wie mache ich mein Testament ohne Rechtsanwalt und ohne Notar? Von M. Lustig. 2. Auflage. Mainz 1912, Selbstverlag. 32 S. Preis 1,10 *M.*

Angewandte Perspektive. Nebst Erläuterungen über Schattenkonstruktionen und Spiegelbilder. Von M. Kleiber. 5. Auflage. Leipzig 1912, J. J. Weber. 214 S. mit 145 Fig. Preis 3 *M.*

Physik in graphischen Darstellungen. Von F. Auerbach. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 1373 Fig. auf 213 Tafeln. Preis 9 *M.*

Eisenbeton. Seine Art, Berechnung und Ausführung. Ein Hülfs- und Nachschlagebuch für Praktiker und Studierende. Von L. Heß. 2. Auflage. Leipzig und Wien 1912, Spielhagen & Schurich. 217 S. mit 59 Fig. Preis 5 *M.*

Costruzioni elettromecaniche. Bd. I: Generatrici a corrente continua. Von E. Morelli. Lieferung 4a. Turin, Mailand, Neapel, Palermo, Rom 1912, Unione tip. Editrice Torinese. 159 S. mit 143 Fig. Preis 4 L.

Søren Hjorth. Inventor of the dynamo-electric principle. Von S. Smith. Kopenhagen 1912, J. Jørgensen & Co. (M. A. Hannover). 29 S. mit 7 Fig.

Sonderabdruck aus der »Berg- und Hüttenmännischen Rundschau«: Roheisenmischer und ihre Anwendung im Eisenhüttenbetriebe. Von O. Simmersbach. Kattowitz O.-S. 1912, Verlag von Gebrüder Böhm. 55 S. mit 5 Tafeln. Preis 3 *M.*

Nach einem geschichtlichen Ueberblick werden die besondern Eigenschaften der Kipp- und Rollmischer erörtert, und auch den neueren zum Vorfrischen benutzten Flachmischern wird ein besonderer Abschnitt gewidmet. Darauf folgen Angaben über den Betrieb und die Betriebskosten sowie Ergebnisse von Untersuchungen über die Entschwefelung von Roheisen im Mischer. Schließlich werden die Aussichten für die Verwendung des Mischers im Martinofenbetrieb und in der Gießerei besprochen und in einer Tafel eine Uebersicht der bestehenden Mischeranlagen in Deutschland und Luxemburg mit Angaben über Größe, Bauart, Heizung und Kippvorrichtung geboten. Auf den beigegebenen Figurentafeln sind eine Anzahl Anlagen und Mischer mit Fassungsvermögen bis zu 1200 t dargestellt.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Ueber Gleichstrom-Elektroschutzmagnete. Von Sproecke. (Dingler 15. Juni 12 S. 373/75 u. 22. Juni S. 390/93*). Bei der Verarbeitung von Rohstoffen in Spinnereien, Papier- und Porzellanfabriken und Mühlen werden aus Betriebsrücksichten oder gesetzlichen Gründen Eisenteile durch Elektromagnete abgesondert. Theoretische Grundlagen und verschiedene Ausführungen. Schluß folgt.

Bergbau.

Die Verwendung der Dampfturbinen bei Hauptschacht-Förderanlagen. Von Blau. (Dingler 22. Juni 12 S. 385/90*) Dampfturbine von Brown-Boveri-Parsons für Fördermaschinen. Selbsttätiges Ueberlastungsventil.

Dampfkraftanlagen.

Dampfüberhitzungsanlage mit Gasfeuerung. Von Neef. (Gesundhtsing. 22. Juni 12 S. 585/87*) Die Anlage erhitzt rd. 400 kg/st Dampf von 150° auf 350°; da der Gasdruck zur Tageszeit 25 mm nicht übersteigt, werden Preßluftbrenner verwandt. Das Gebläse liefert bei 600 bis 650 Uml./min rd. 16 bis 18 cbm/min angesaugte Luft von 1/4 at Druck.

Der Einfluß von Rissen auf die Standsicherheit der Schornsteine. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 21. Juni 12 S. 263/66*) Vergleich der behördlichen Bauvorschriften in den verschiedenen Staaten.

Bemerkungen zu den Deutschen Material- und Bauvorschriften für Dampfkessel. Von Bach. (Z. Ver. deutsch. Ing. 29. Juni 12 S. 1040/44*) Nach einem Hinweis auf den ungünstigen Einfluß des Arbeitens nach behördlichen Formeln auf die Selbständigkeit des Denkens und das Verantwortlichkeitsgefühl des Ingenieurs wird an der Hand der Statistik festgestellt, daß die deutsche Kesselbau-Industrie auch ohne behördliche Vorschriften über Wandstärken, Stoffprüfung usw. bestrebt gewesen ist, die Explosionen zu vermindern. Vergleich der Unfallstatistik für Dampfkesselexplosionen mit andern Unfällen. Folgerungen für die Abwehr neuer Bestimmungen.

Eisenbahnwesen.

Untersuchung der Bedingungen für den geringsten Arbeitsverbrauch beim Bahnbetrieb. Von Fekl. (El. u. Maschinenb. Wien 23. Juni 12 S. 513/18) Erörterungen über die günstigste Anfahrbeschleunigung, Fahrgeschwindigkeit auf Steigungen und das erforderliche Lokomotivgewicht für den geringsten Arbeitsverbrauch, Einfluß der Entfernung der Haltestellen. Verwendbarkeit von Motorwagen und Lokomotiven.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 *M* für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

The Euston to Watford widening. Forts. (Engineer 21. Juni 12 S. 639/40*) Beschreibung einiger Brückenerweiterungen und der Haltestelle Watford.

The Panama railroad. Von Martin. Forts. (Engineer 21. Juni 12 S. 644/46*) 225 m langer, 4,6 m breiter und 6,5 m hoher Tunnel bei Miraflores. Umfang und Kosten der Erdarbeiten. Brückenbauten. Rollendes Material. Frachtverkehr in den letzten Jahren.

Les chemins de fer du Brésil. Von Wiener. Forts. (Rev. gén. Chem. de Fer Juni 12 S. 438/72*) Gewöhnliche und selbsttätige Kupplungen. Abmessungen und Bauart der Personen- und Güterwagen. Forts. folgt.

The 1000-Volt direct current electrification of the Budapest local railways, Hungary. Von Fischer. (El. Railw. Journ. 1. Juni 12 S. 906/15*) Das Bahnnetz ist rd. 90 km lang, wovon 70 km zweigleisig sind, und wird von 8 Dampfmaschinen- und Dampfturbinen-Kraftwerken bedient, die Drehstrom von 10500 V und 42 Per./sk sowie Gleichstrom von 1100 und 600 V erzeugen. Der Drehstrom wird in zwei Verteilstellen umgeformt. Einzelheiten der Strecke, der Kraftwerke und der Wagenmotoren von 75 bis 150 PS. Betriebsergebnisse.

Bau- und Betriebsanlagen der Hamburger Hochbahn. Von Mattersdorf. Forts. (ETZ 20. Juni 12 S. 640/43*) Verteilwerke. Stromschiene und Kabel. Forts. folgt.

Essais des locomotives Pacific compound à surchauffe. Von Conte. (Rev. gén. Chem. de Fer Juni 12 S. 423/37*) Versuche mit einer Lokomotive mit Schmidtschem Rauchröhrenüberhitzer auf der 230 km langen Strecke Paris-Austerlitz und St. Pierre-des-Corps.

Beitrag zur Lehre von der Dampfüberhitzung in Lokomotiven. Von von Farmakowsky. Forts. (Verk. Woche 27. Juni 12 S. 865/71*) Beziehungen zwischen der Wärme des Heißdampfes, den Abmessungen und der Bauart des Ueberhitzers. Schmidtscher Rauchröhrenüberhitzer, Ringröhrenüberhitzer und Rippenüberhitzer. Schluß folgt.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika. Von Gutbrod. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 29. Juni 12 S. 1036/40*) Speisewagen der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R. Forts. folgt.

Post-Verladestellen und Post-Bahnhöfe. Von Kasten. Forts. (Verk. Woche 27. Juni 12 S. 871/75*) Schiebebühnen und Drehscheiben. Forts. folgt.

Eisenhüttenwesen.

Die Werksanlagen des Stahlwerkes Becker in Willich. (Stahl u. Eisen 20. Juni 12 S. 1009/17*) Das Werk erzeugt hochwertige Stähle für Werkzeuge, Motorwagen usw. und beschäftigt 600 Arbeiter und 100 Beamte. Das Stahlwerk enthält vier Tiegel-, Siemens-Martin- und Elektro-Oefen für 18000 t jährlich, das Walzwerk eine 600er Blockstraße, eine 300er Draht- und eine 300er Stabstraße mit elektrischem Antrieb. Schluß folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln. Von Bernhard. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 29. Juni 12 S. 1031/36*) S. Zeitschriftenschau vom 25. Mai 12. Forts. folgt.

Deck spans of Susquehanna River bridge. (Eng. Rec. 8. Juni 12 S. 633/35*) Auflager und einige Knotenpunkte der in Zeitschriftenschau vom 11. Mai 12 erwähnten Brücke.

Die Bestimmung des Eigengewichts der Hauptträger größerer eiserner Fachwerkbrücken. Von Böhrig. (Zentralbl. Bauv. 19. Juni 12 S. 313/19) Ableitung einer Formel für das Eigengewicht von Balkenbrücken.

Eine Eisenbetonkuppel von 34 m Spannweite. Von Spangenberg. Schluß. (Deutsche Bauz. 22. Juni 12 Beilage S. 89/94*) Grundzüge der statischen Berechnung. Ausbildung des Zugringes und der Auflager. Lehrgerüst.

Elektrotechnik.

Die elektrotechnische Industrie im Jahre 1911. Von Honigmann. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 23. Juni 12 S. 520/24*) Elektrische Bahnen. Rückwirkung der Gesetzgebung und Verwaltung auf die wirtschaftlichen Verhältnisse.

Die Elektrizität in landwirtschaftlichen Betrieben. Forts. (Dingler 22. Juni 12 S. 393/97*) Pumpen, Getreidereinigungsmaschinen; Antriebe für Geräte zur Milchverwertung. Kosten von elektrischen Lichtanlagen im Vergleich zur Petroleumbeleuchtung. Kraftbedarf einiger Maschinen. Schluß folgt.

World's largest transmission system. (El. World 1. Juni 12 S. 1197/1204*) Der Betrieb der Pacific Gas and Electric Co. in California umfaßt ein Gebiet von rd. 100000 qkm mit einem Hochspannungsnetz von rd. 1900 km für 60000 V, das von 10 Wasserkraftwerken von 66810 KW und drei Dampfkraftwerken von 71800 KW gespeist wird. Das Netz versorgt 204 Ortschaften mit Strom. Uebersichtsplan, Schnittzeichnungen und Ansichten einzelner Kraftwerke.

Western transmission systems. (El. World 1. Juni 12 S. 1191/96*) Ueberblick über die Hochspannungsnetze in California, Nevada, Oregon, Washington, Idaho, Montana, Utah und Colorado. Pläne.

Mit Dampf betriebene elektrische Kraftwerke. Von Bühring. (Z. f. Turbinenw. 20. Juni 12 S. 267/70) Entwicklung in den letzten 10 Jahren: Umfang des Ausbaues, Abnahme der Anlagekosten, Kosten der Dampferzeugung, Höhe der Ausnutzung. Vergleich mit Wasserkraftanlagen.

Power development on East Canada Creek. (Eng. Rec. 8. Juni 12 S. 623/25*) Schnittzeichnung der neuen 4000 PS-Turbinenanlage im Kraftwerk der East Creek Electric Light and Power Company. Vergl. Zeitschriftenschau vom 24. Juni 11.

Developments along Puget Sound. (El. World 1. Juni 12 S. 1161/82*) Die Puget Sound Traction, Light and Power Co. unterhält ein Wasserkraftwerk von 36000 PS am White-Fluß, ein zweites von 25000 PS an den Snoqualmie-Fällen und mehrere Dampfkraftwerke von 25000 PS Gesamtleistung in und um Seattle. Sie liefert den Orten um Seattle und Tacoma Strom für elektrische Bahnen, Kraft und Licht. Lagepläne, Schnittzeichnungen der Kraftwerke.

The municipal plant at Seattle. (El. World 1. Juni 12 S. 1183/90*) Das Wasserkraftwerk der Stadt Seattle am Cedar-Fluß enthält vier 2400 PS-Peltonräder und zwei 8000 PS-Francis-Turbinen mit Drehstromdynamos für 2300 V und 60 Per. Der Strom wird zur Straßenbeleuchtung und in 20000 privaten Anschlußstellen für Licht und Kraft verbraucht. Zur Aushülfe dient ein 1500 KW-Wasserkraftwerk in Seattle selbst. Einzelheiten der Anlagen.

Adjustable-speed motors. Von Du Bois. Schluß. (El. World 8. Juni 12 S. 1259/63*) Beeinflussung des magnetischen Kraftlinienflusses. Doppel-Kommutatormotoren. Aenderung der Polzahl usw. Vergleich der verschiedenen Verfahren.

The transmission of electrical energy by direct-current of the series system. Von Highfield. Schluß. (Engineer 21. Juni 12 S. 661/62*) Verfahren zum Erden der Leitungen. Leitungsverluste bei verschiedenen Leistungsfaktoren.

Richtlinien für die Konstruktion von Stütz- und Durchführungsisolatoren. Von Fellenberg. Forts. (ETZ 20. Juni 12 S. 637/40*) Versuchswerte der elektrischen Festigkeit in Abhängigkeit von der Glimmspannung. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

Determination of probable rock temperature in a continental divide tunnel. Von Lauchli. (Eng. Rec. 8. Juni 12 S. 620/22*) Einfluß der geographischen Lage, des Klimas, der Gebirgsbildung und jährlichen Durchschnittstemperatur auf die Temperatur in Gebirgstunneln.

Gießerei.

Arbeitsweise in amerikanischen Gießereien. Von Humperdinck. (Gießerei-Z. 15. Juni 12 S. 379/83) Mitteilungen über eine Studienreise. Die große Leistungsfähigkeit der amerikanischen Gießereien ist nicht auf besondere Einrichtungen, sondern auf die Spezialisierung und auf die durch den großen Absatz verursachte Handfertigkeit der Arbeiter zurückzuführen.

Foundry plant and machinery. Von Horner. Forts. (Engng. 21. Juni 12 S. 829/31*) Maschinen zum Herstellen von Kernen. Forts. folgt.

Hebezeuge.

Cargo loading and discharging appliances at Immingham dock. Schluß. (Engng. 21. Juni 12 S. 840 mit 1 Taf.) Druckwasser-Kipper von Armstrong, Whitworth & Co. für Eisenbahn-Kohlenwagen von 20 und 30 t, die bis zu 21 m hoch gehoben werden. Einzelheiten.

Neuzeitige Transport- und Hebezeuge in Eisengießereien. Von Hermanns. Forts. (Gießerei-Z. 15. Juni 12 S. 383/88*) Gattierungswagen. Elektrohängebahn für Schlackenabfuhr. Forts. folgt.

Hochbau.

Fabrikneubau in Dottikon der Schuhfabrik C. F. Bally A.-G. in Schönenwerd. (Schweiz. Bauz. 22. Juni 12 S. 333/38*) Siebenstöckiges Fabrikgebäude von 132,9 m Länge. Decken und Unterzüge aus Eisenbeton. Bewehrung der Treppenplatte und des Dachgesimses. Schluß folgt.

Holzbearbeitung.

Ueber die bisherigen Erfolge des Sparverfahrens bei der Kreosotierung hölzerner Leitungsmasten in Oesterreich. Von Nowotny. (El. u. Maschinenb. Wien 23. Juni 12) Bei dem Sparverfahren von Heise-Rütgers wird nur eine beschränkte Menge Teeröl in die Stämme eingepreßt und durch nachträgliches Dämpfen möglichst gleichmäßig verteilt, wobei gleichzeitig die Stangenoberfläche von Oel gesäubert wird. Vergleich mit den Ergebnissen anderer Verfahren.

Luftschiffahrt.

Contribution expérimentale à l'aérodynamique du cylindre et à l'étude du phénomène de Magnus. Von Lafay. (Rev. Méc. 31. Mai 12 S. 417/42*) Photographische Aufnahmen der

Luftbewegungen um stillstehende und umlaufende Zylinder, die dem Luftstrom eines Ventilators ausgesetzt wurden. Entwicklung von Schaubildern.

Zur Frage der automatischen Flugmaschinensteuerung. Von Drexler. Forts. (Motorw. 20. Juni 12 S. 442/47*) Anforderungen an Ausgleicher: Fühlflächen, Pendel, Kreisel, Vorrichtungen von Schuster und Doutre. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Interessante Kugellagerung. Von Voegeli. (Werkst.-Technik 15. Juni 12 S. 312/13*) Das von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken ausgeführte Stützkugellager für eine Bildsäule hat eine gewölbte Lauffläche für die in 4 Reihen angeordneten Kugeln.

Materialkunde.

Verdrehungsschwingungen eines Stabes mit fester Drehachse und beliebiger zur Drehachse symmetrischer Massenverteilung unter dem Einfluß beliebiger harmonischer Kräfte. Von Gümbel. (Z. Ver. deutsch. Ing. 29. Juni 12 S. 1025/31*) Zeichnerische Bestimmung der Schwingungsform eines elastischen masselosen Stabes unter vereinfachenden Annahmen für die Verteilung der wirkenden Massen und Kräfte. Erzwungene Schwingungen. Schluß folgt.

The influence of heat on hardened tool-steels. Von Herbert. (Engng. 21. Juni 12 S. 851/53*) Versuche mit besonderer Berücksichtigung der beim Arbeiten von Werkzeugstählen auftretenden Wärme.

The influence of carbon on the corrodibility of iron. Von Chappell. (Engng. 21. Juni 12 S. 854/57*) Die sechs Eisenproben enthielten 0,1 bis 0,96 vH Kohlenstoff. Einfluß des Kohlenstoffgehaltes, der Art der Behandlung, der Zeit usw. auf die Verrostung. Beeinflussung der elektrischen Leitfähigkeit durch den Rost.

Die binären Metallegierungen. Von Bornemann. Forts. (Metallurgie 22. Juni 12 S. 384/92 mit 2 Taf.) Die Legierungen des Molybdäns, Wolframs und Mangans. Forts. folgt.

Traitements thermiques et mécaniques des métaux à l'atelier. Von Robin und Gartner. Forts. (Rev. Méc. 31. Mai 12 S. 443/57*) Temperaturmessungen. Verschiedene Arten von Thermometern und Pyrometern.

Autoclave boiling test for cement. Von Force. (Eng. News 13. Juni 12 S. 1111/16*) Die Lackawanna R. R. fordert für Zement, den sie bei ihren Bauwerken verwendet, daß 78 vH statt wie bisher 75 vH durch das feinmaschige Netz gehen und daß der Zement tauglich bleibt, wenn er einer Kochprobe bei 20 at Druck unterworfen wird.

Beiträge zur Frage des Schlackenbetons. Von Knaff. Schluß. (Stahl u. Eisen 20. Juni 12 S. 1021/25*) Prüfung des Betons. Schotteruntersuchungen. Statistisches über die Herstellung von Beton aus Hochofenschlacke in den letzten fünf Jahren.

Mechanik.

Zukunft und Ziele der technischen Mechanik. Von Wittenbauer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 29. Juni 12 S. 1021/25) Entwicklung. Heutiger Stand der Mechanik der flüssigen und luftförmigen Körper. Notwendigkeit hydraulischer Versuchseinrichtungen. Zeichnerische Behandlung der Aufgaben aus der Dynamik.

Theorien des Flüssigkeitswiderstandes. Von Pfeiffer. Forts. (Z. f. Turbinenw. 20. Juni 12 S. 266/67*) Das Verfahren von Prandtl für sehr kleine Reibungen. Schluß folgt.

Metallbearbeitung.

Ueber Stahl- und Werkstückwechsel bei Drehbänken (sogen. Revolverdrehbänke und Automaten). Von Fischer. (Werkst.-Technik 15. Juni 12 S. 301/03*) Verteilung der Arbeiten. Führung des Werkzeuges. Forts. folgt.

Magazineinrichtungen. (Werkst.-Technik 15. Juni 12 S. 316/20*) Einrichtungen für selbsttätige Drehkopfbänke von Brown & Sharpe. Behälter für zylindrische Teile, für Zahnräder, Stanzteile und Messingmuttern.

Der Kraftbedarf von Biegemaschinen. Von Zander. (Werkst.-Technik 15. Juni 12 S. 314/15*) Unterschiede zwischen den Spannungsdiagrammen bei elastischer und bei bleibender Biegung. Berechnung des Kraftbedarfes.

Reform der modernen Spiralbohrerfabrikation. Von Böhm. Forts. (Werkst.-Technik 15. Juni 12 S. 308/12*) Aus gewalzten oder geschmiedeten Rohrstücken gewundene Bohrer. Walzen und Schmieden der Nuten. Versuche, den Bohrer durch eine entsprechende Matrize zu pressen. Schluß folgt.

Metallhüttenwesen.

Betrachtungen über die Wärmebilanz eines Siemens-Zinkofens. Von Eulenstein. Schluß. (Metallurgie 22. Juni 12 S. 390/93) Zusammenstellung der Bilanz. Folgerungen.

Motorwagen und Fahrräder.

Die österreichischen Subventionslastwagen. Von Meitner. (Motorw. 20. Juni 12 S. 435/39*) Allgemeines über den Verlauf der Prüfungsfahrt. Motorlastwagen mit Ritzelantrieb der Fabrik Berna. Forts. folgt.

The Hele Shaw rotary pump and motor. (Engng. 21. Juni 12 S. 833/36*) Pumpe mit mehreren strahlenförmig angeordneten Zylindern, deren Tauchkolben durch einen Ring verbunden sind. Der Ring erhält beim Arbeiten der Pumpe als Motor eine hin- und hergehende Bewegung. Einbau in einen Motorwagen von Mssrs. Compayne. Ltd. Steuerung.

Indikator für Einspritz-Vergaser. Von Bergmann. (Motorw. 20. Juni 12 S. 431/35* mit 1 Taf.) Die Oeffnung eines in den Düsenraum ragenden, an einen Druckanzeiger angeschlossenen Rohres wird nur in einem bestimmten Zeitpunkt geöffnet. Verschiebt man den Zeitpunkt fortlaufend, so kann man den Druckverlauf des ganzen Arbeitsvorganges verfolgen. Verlauf der Drücke. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

A new type of centrifugal pump for low heads at steam turbine speeds. Von Charpenter. (Eng. News 6. Juni 12 S. 1068/69*) Das Laufrad hat statt der Schaufeln Flügel nach Art kleiner Ventilatoren. Versuchsergebnisse.

Schiffs- und Seewesen.

H. M. S. Conqueror. (Engng. 21. Juni 12 S. 839*) Ergebnisse der Probefahrten des 22500 t-Linienschiffes. Ausrüstung. Angaben über die 18 Babcock & Wilcox-Kessel und die Parsons-Turbinen von 28430 PS.

The Titanic inquiry. Forts. (Engng. 21. Juni 12 S. 847/50) Zeugenvernehmungen. Forts. folgt.

Textilindustrie.

Ueber Ladenbewegungen. Von Beckers. (Leipz. Monatschr. Textilind. 15. Juni 12 S. 145/47*) Bedingungen für eine gute Ladenbewegung sind geringer Hub während des Schützenlaufes, stoßfreie Bewegung und Gleichartigkeit von Ladenvorgang und Rückgang.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Teer und Teeröl als Treibmittel für den Dieselmotor. Von Rath. (Glückauf 22. Juni 12 S. 996/1004) Teer- und Teeröl-Erzeugung in den Bergbaubezirken Deutschlands. Handel. Eigenschaften des Gasöles, Paraffin- und Schieferöles, des Teeröles und Naphthalins Preise. Ausblicke.

Untersuchung eines mit Teeröl betriebenen 480 PS-Dieselmotors. Von Bütow und Dobbelstein. (Glückauf 22. Juni 12 S. 988/96*) Die stehende Viertaktmaschine der MAN hat 4 Zylinder von 480 mm Dmr. und 680 mm Hub bei 175 Uml./min und ist mit einer Drehstromdynamo gekuppelt. Schnittzeichnung. Versuche mit Dieselöl und Schweröl. Ergebnisse. Kosten.

Wasserkraftanlagen.

Die Ausnutzung der Kraft von Flut und Ebbe. Von Springe. (Z. f. Turbinenw. 20. Juni 12 S. 261/65*) Erörterung des Peinschen Planes, wonach 1600 ha Wasserfläche bei Hamburg eingedämmt und für Wasserkraftzwecke ausgenutzt werden sollen. Arbeitsvorgang. Wirtschaftlichkeit. Schluß folgt.

Wasserversorgung.

Die neue Grundwasserwerks-Erweiterung der kgl. Haupt- und Residenzstadt Hannover. Von Bock. (Gesundhtsing. 22. Juni 12 S. 577/85*) Die 24 km nördlich der Stadt liegende Gewinnungsanlage für 24000 cbm Tagesleistung saugt aus rd. 80 Brunnen von 15 bis 20 m Wassertiefe. Zur Reinigung des Wassers ist eine Rieselanlage mit Grobkoksfüllung angelegt. Die Pumpwerke können täglich 32000 cbm durch eine 26 km lange, 70 cm weite gußeiserne Druckleitung in einen Wasserturm im Norden der Stadt fördern. Der eiserne Wasserbehälter Bauart Intze hat 4100 cbm Inhalt und ruht auf einem Unterbau aus Eisenbeton.

Electric irrigation pumping in Southern California. (El. World 8. Juni 12 S. 1255/59*) Betriebsergebnisse der Anlagen im Pomonabezirk, wo auf einer Fläche von etwa 32 km Dmr. 125 elektrisch betriebene Bewässerpumpen arbeiten. Belastungslinien des Verteilwerkes für 10000/440 V der Edison Co. in Pomona für den Betrieb der Pumpen.

Werkstätten und Fabriken.

Making the Ford motor car. Von Abell. (Iron Age 6. Juni 12 S. 1383/91 u. 13. Juni S. 1454/60*) Die neue Fabrik der Ford Motor Co. in Detroit ist für eine Herstellung von 75000 Motorwagen jährlich gebaut. Schnittzeichnungen und Ansichten der Gießerei und andrer Werkstätten. Das Kraftwerk enthält zwei Gasmaschinen von 1500 und 5000 PS für Generatorgas. Für die Warmwasserheizung wird teilweise Abhitze verwandt. Arbeitsgang der Stoffe.

Rundschau.

Brechanlage der Burbacher Hütte für Hochofenschlacke. Die Bestrebungen, die Verwendbarkeit der Hochofenschlacken zu erweitern, sind zurzeit besonders lebhaft und auch vielfach erfolgreich. Neben der wohl am meisten bekannten Verwendung zur Erzeugung hydraulischer Bindemittel, von Hochofenzement, Eisenportlandzement und als Füllstoff bei der Betonbereitung ist die Verarbeitung zu Schlackenwolle, die zu Isolierzwecken benutzt wird, zu Kunstbimsstein und Kunstmarmor, sogar zu geringeren Sorten von Glas, wie Flaschenglas, zu erwähnen. Ferner verwendet man die Hochofenschlacke auch als Straßen- und Dammbaustoff, beim Bergeversatz und zur Herstellung von Bausteinen[1]). Die Möglichkeit, auf diesem Wege einerseits ein Nebenerzeugnis gewinnbringend zu verwerten, anderseits das lästige Anwachsen der Schlackenberge zu vermeiden, hat unsere Eisenhütten mehrfach veranlaßt, ziemlich umfangreiche Anlagen zur Aufbereitung der Schlacke zu bauen. Eine solche neuere Schlackenbrechanlage der Burbacher Hütte auf ihrer alten Schlackenhalde in Stieringen ist in Fig. 1 und 2 dargestellt[2]). Die acht Hochöfen der Hütte liefern täglich 1000 t Schlacken. Etwa die Hälfte wird in der neuen Anlage zu Kleinschlag zerbrochen, der Rest wird teils gekörnt und zu Schlackensteinen verarbeitet, teils einer alten Brecherei zugeführt, teils noch auf die Halde gestürzt. Die Anlage in Stieringen besteht aus einem 150 m langen und 40 m breiten Lagerplatz zum Kühlen und Vorzerkleinern der Schlackenblöcke und aus dem anschließenden Brech- und Siebwerk. Die in Formen gegossenen rohen Blöcke werden auf einer 3 km langen Schmalspurbahn angefahren. Jeder Zug enthält bis zu 30 Wagen mit je einer kippbaren Plattform für einen 1,5 t schweren Block. Die Bahnstrecke löst sich vor dem Lagerplatz in 4 Gleise *a* auf, die zu ebensovielen langgestreckten, durch 2 m tiefe offene Graben getrennten Arbeitstellen führen. In den Graben laufen zwei voneinander unabhängige Schleifenbahnen mit Kettenantrieb, die zu der Brechanlage führen. Der Betrieb vollzieht sich wechselweise. Während auf der einen Hälfte des Platzes die heißen Blöcke abkühlen, werden die bereits erkalteten auf der andern Hälfte mit Hammer, Keil und Brechstange zu Stücken von höchstens 25 cm Größe zerbrochen und in die dauernd mit 0,2 m/sk vorbeilaufenden Muldenkipper der Schleifenbahn geworfen. Die Bahn fördert in 1 st 53 Wagen, bei 1,2 t Wageninhalt demnach rd. 64 t/st. Zum Antrieb genügen 7,5 PS. Zur Bühne des Brecherhauses werden die Wagen auf einer unter 14° geneigten 72 m langen eisernen Brücke durch eine weitere Kettenbahn mit 3,5 m/sk Geschwindigkeit geführt. Diese Kettenbahn wird durch eine wagerechte Greiferscheibe, Bauart Heckel, am oberen Kopfende angetrieben, die durch Riemen- und Kegelräder-Vorgelege vom Motor des Brecherhauses betätigt wird. Die Gegenscheibe mit Spannvorrichtung liegt am Fußende der Brücke unter dem Gleis. Von der einen zur andern Bahn laufen die Wagen auf den geneigt verlegten Gleisen von selbst ab. Im Brecherhause werden sie in den Trichter der Brecher ausgekippt und dann auf Drehscheiben gewendet. Zur Anlage von Gleisbogen reichte der Raum nicht aus. Das Brechwerk enthält 2 umlaufende Brecher für je 30 t/st, Fig. 3, die 16,5 m über dem Flur liegen. Das gebrochene Gut gelangt durch Schurren aus jedem Brecher in eine Siebtrommel, deren Felder Maschen von 10, 28, 48 und 70 mm Weite haben. Der Füllrumpf aus Eisenbeton hat für jede Korngröße eine besondere Abteilung und faßt rd. 500 t. Sein Inhalt kann nach der einen Seite durch Klappschurren unmittelbar in Eisenbahnwagen, nach der andern Seite in kleine Kippwagen abgelassen werden. Der Motor zum Betrieb der Brecher, der Trommeln und der Kettenbahn leistet 75 PS. Der Brecher und die Schurren sind mit Staubabsaugern versehen.

Fig. 1 und 2. Brechanlage für Hochofenschlacke.

Fig. 3.
Umlaufender Brecher.

Die Erzeugnisse werden sehr verschiedenartig verwendet. Besonders geformte Stücke der zersprungenen Blöcke werden sofort vom Lagerplatz entnommen und als Baustoff für Futtermauern benutzt. Die schaumig porösen Köpfe der Blöcke werden mäßig zerkleinert und dienen als Filterstoff bei der Abwässerklärung. Von der gebrochenen Masse werden die über 7 mm großen Stücke als Packlage für Eisenbahnen und Landstraßen, die von 5 bis 7 mm Größe (Schotter) zur Bettung von Eisenbahnen und Landstraßen, die von 3 bis 5 mm (Feinschlag) als Flickmaterial bei Landstraßen und für gröberen Eisenbeton (mit Trägereinlagen) und die von 1 bis 3 mm und weniger (Splitter, Sand und Staub) für feineren Eisenbeton benutzt. Das gebrochene Gut von weniger als 1 mm Größe ist für seinen Zweck infolge der hydraulischen Eigenschaften seiner rd. 1/3 bis 1/2 der Menge ausmachenden feinsten Bestandteile besonders geeignet. Diese Eigenschaften kommen auch dem feinen Staube zu, der bisher noch in die

[1]) Eisenhochofenschlacken, ihre Eigenschaften und ihre Verwendung. Von H. Fleißner. Halle a. S. 1912, Wilh. Knapp.

[2]) »Stahl u. Eisen« vom 11. April 1912: C. Abels, Eine neuere Brechanlage für Hochofenschlacke.

freie Luft entlassen wird und nach rohen Messungen etwa 2 bis 2,5 vH der gebrochenen Schlackenmenge beträgt.

Die Erzeugnisse werden in Stieringen meist mit der Eisenbahn abgefahren. Der Verladebahnhof befindet sich unmittelbar am Brecherhause. Ein Teil der Gleise *b* ist in Fig. 1 dargestellt. Die Wagen werden durch längere oder kürzere Kuppelseile an ein endloses beständig umlaufendes Verschiebeseil gehängt, das, über Rollen am Gleis entlang- und darunter hinweggeführt, den ganzen Bahnhof bestreicht. Zum Antrieb dient ein Motor von 20 PS; die beiden vom Seile nacheinander umschlungenen Treibscheiben im Antriebhause *c* sind in einer Ebene hintereinander angeordnet, s. Fig. 1. Durch das Seil werden gleichzeitig bis fünf beladene 15 t-Wagen mit 0,5 m/sk Geschwindigkeit bewegt.

Ein neuer Riesenkran. Die ins Ungemessene wachsenden Schiffsgrößen und die damit Hand in Hand gehende Steigerung der Maschinenleistungen stellt entsprechend gesteigerte Anforderungen an die für die Ausrüstung der Schiffe verwendeten Hebezeuge. Während noch vor wenigen Jahren Tragfähigkeiten von 100 t den Höchstbetrag des praktisch Notwendigen darzustellen schienen, ist man heute schon über diese Zahl hinausgekommen, derart, daß Tragfähigkeiten von 200 t und mehr keineswegs mehr zu den größten Seltenheiten gehören. Vor kurzem wurde von der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. in Duisburg für die Hamburger Werft der Vulcan-Werke ein Schwerlast-Drehkran ausgeführt, der nicht nur wegen seiner sehr großen Tragfähigkeit, 200 t bei einer Ausladung von 31,7 m und 100 t bei einer solchen von 51,4 m, Aufmerksamkeit beansprucht, sondern auch hinsichtlich der Gesamtanordnung und der technischen Durchbildung im einzelnen ein recht bemerkenswertes Bauwerk darstellt.

Fig. 4. Werftkran für 200 t Tragfähigkeit.

Der in Fig. 4 abgebildete Kran ist als Hammerdrehkran gebaut. Die Gerüstkonstruktion wird durch drei Beine gebildet, deren Fußpunkte ein rechtwinkliges Dreieck mit Katheten von 28 m Länge bilden. Die eigenartige Anordnung des Stützgerüstes wurde durch die gegebenen örtlichen Verhältnisse bedingt. Einerseits mußte nach der Wasserseite hin genügend Raum für 2 auf der Kaimauer fahrende Turmdrehkrane gelassen werden, auf der andern Seite waren vorhandene Werkstättengebäude zu berücksichtigen. Die von der Kaimauer 11,9 m entfernte senkrechte Eckstütze, die durch die beiden Schrägbeine abgestützt wird, dient als Haupttragkonstruktion. In einer Höhe von 31 m über Kaioberkante werden die drei Stützen zu der pyramidenförmigen Drehsäule vereinigt, die eine Kugelkalotte zur Aufnahme der senkrechten Last des Tragbalkens trägt. Außerdem ist die Drehsäule mit einem wagerechten Widerlager ausgerüstet, einer Kreisscheibe, auf welche der Schub durch Rollen übertragen wird.

Der auf der Kugelkalotte ruhende, nach unten hin mit einer haubenförmigen Verlängerung die Stützpyramide umfassende Tragbalken hat nach der einen Seite hin einen Ausleger von 55,45 m und nach der Gegenseite einen Ausleger von 34 m Länge zur Aufnahme des Gegengewichtes. Dieses besteht zunächst aus einem an dem äußersten Ende des Auslegers gelagerten Ballast aus Eisenbeton von 150 t Gewicht. Um einerseits dieses Gegengewicht zu vergrößern, anderseits das Eigengewicht der Laufkatze zu vermindern, ist der Fahrwerkantrieb für die Laufkatze nicht auf dieser selbst, sondern unmittelbar vor dem großen Gegengewicht fest angeordnet. Die Katze wird von hier aus durch Seilzüge bewegt. Eine weitere Vergrößerung des Gegengewichtes bildet der auf dem Rücken des Tragbalkens fahrende Drehkran, auf den weiter unten noch näher eingegangen werden soll. Er arbeitet nicht gleichzeitig mit der Schwerlastkatze, vielmehr wird er, während die letztere arbeitet, auf das äußerste Ende des rückwärtigen Auslegers gebracht und erhöht so die Wirkung des Gegengewichtes.

Da der Rücken des Tragbalkens für den Drehkran freigehalten werden muß, so ist für die Laufkatze eine Fahrbahn innerhalb des Trägers vorgesehen. Das Hubwerk der Laufkatze ist für zwei verschiedene Hubgeschwindigkeiten eingerichtet, derart, daß die Höchstlast von 200 t mit einer Geschwindigkeit von 1,2 m/min gehoben wird, während für Lasten bis zu 80 t die Hubgeschwindigkeit 3 m/min beträgt. Da die Gesamthubhöhe 57 m beträgt, so dauert das Heben von Lasten von 80 t Gewicht von der unteren bis zur oberen Hubgrenze rd. 19 min, das von Lasten bis 200 t rd. 48 min. Eine volle Drehung des Auslegers wird in 9 min beendigt.

Der auf der obenliegenden Laufbahn fahrende Drehkran ist zur Beschleunigung der Handhabung von leichteren Lasten als schnellarbeitendes Hebezeug gebaut; er ist mit zwei Lasthaken von 20 und 5 t Tragfähigkeit ausgerüstet. Die Ausladung des 20 t-Hakens beträgt 6,5 m, die des 5 t-Hakens 10 m; man vermag also mit dem 20 t-Haken eine Fläche von 115,8 m Dmr. zu bestreichen, während der kleine Haken noch Lasten innerhalb eines Kreises von 122,8 m Dmr. aufnehmen und absetzen kann. Die Fahrbahn zwischen den äußersten Stellungen des Drehkranes ist rd. 80 m lang. Die Arbeitsgeschwindigkeiten des Drehkranes sind folgende:

Heben: 20 t-Haken . .	6 m/min bei 20 t,	12 m/min bei 10 t
» 5 t- » . .	20 »	
Fahren	30 »	
Drehen	einmal in der Minute.	

Daß die Aufstellung eines Bauwerkes mit derart riesigen Abmessungen nicht geringe Schwierigkeiten verursachen muß, liegt auf der Hand; einige Mitteilungen über die Durchführung und den Verlauf der Montage werden daher Interesse bieten.

Eine Erleichterung der Montage bedeutet der Umstand, daß für die Aufstellung eines Teiles der Konstruktionen vorhandene Krane benutzt werden konnten. Für die Montage der unteren Teile wurde der bereits erwähnte, auf der Kaimauer fahrende Turmdrehkran zu Hülfe gezogen, während man sich für die Aufstellung der höher liegenden Konstruktionsteile und der landseitigen schrägen Stütze eines Schwimmkranes bedienen konnte. Zuerst wurden die kurzen Füße der Stützenbeine, deren Stöße in einer Höhe von 1,2 m über der Fundamentoberkante liegen, auf den Unterbau, der aus Beton auf gerammten Pfählen besteht, aufgesetzt. Zur Abstützung der Konstruktionsmasse der Beine wurde ein Hülfsgerüst aus Eisen errichtet, das nach dem Zusammenschluß der drei Stützenbeine in der Höhe der Druckscheibe wieder beseitigt wurde. Die übrigen Teile wurden nunmehr ohne Hülfsgerüste erbaut. Die als Drehsäule dienende Pyramide wurde mittels eines Schwenkkranes mit einer auf dem Bauplatze stehenden Dampfwinde montiert. Nach der fertigen Aufstellung des Stützgerüstes wurde der ganz oben liegende Königstuhl gegen die Drehscheibe ausgerichtet und zentriert und die Stützenfüße untergossen.

Schwierig und umständlich gestaltete sich der Aufbau der Haube mit dem großen Druckringe, weil die Haube mit Rücksicht auf den später einzulassenden König 25 mm höher liegen mußte. Sie wurde mit dem Druckring auf acht um die Drehscheibe polygonal angeordnete Konsolen aufgesetzt und dann der 15 t wiegende Querträger für den Königstuhl eingebaut und der König eingelassen. Darauf konnte man mit Hülfe von vier Druckwasserpumpen die Haube in die richtige Lage senken. Jetzt wurde der Drehkran in drei Teilen hochgezogen und zusammengebaut. Zum feldweisen Anbau der beiden Auslegerarme und zum Hochziehen und Zusammenbauen der schweren Laufkatze und des Windwerkes bediente man sich in der Folge des Drehkranes, so daß diese Teile des Kranes verhältnismäßig einfach und schnell errichtet werden konnten.

Nach der vollständigen Fertigstellung des Kranes wurden die einzelnen Lasthaken einer Probebelastung mit dem 1¼fachen der normalen Tragfähigkeiten unterworfen. Die Versuche genügten allen Anforderungen und den von der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. in Duisburg übernommenen Verpflichtungen.

Arztwagen für Eisenbahnen. Im Anschluß an den Aufsatz auf S. 1068 dieses Heftes sind in Fig. 5 bis 10 die Einzelheiten eines Arztwagens wiedergegeben, der von der Hannoverschen Waggonfabrik A.-G., Hannover-Linden, für die Oldenburgischen Staatsbahnen gebaut worden ist. Der zweiachsige Durchgangwagen mit Vereins-Lenkachsen von 5 m Abstand enthält zwei getrennte Räume, deren einer als Krankenraum mit 8 Betten versehen ist, und ist von den Endplattformen aus zugänglich. Er ist für Heizung mit Hochdruckdampf eingerichtet und zur Aushülfe mit einem Gasofen ausgestattet. Bei der Innenausrüstung ist auf glatte, leicht zu reinigende Formen und auf die Vermeidung von klappernden Geräuschen besonderer Wert gelegt.

Fig. 5 bis 10. Arztwagen für Eisenbahnen.

Maßstab 1 : 100.

Abteil für Aerzte.

- a Operationstisch
- b Behälter für Irrigatoren
- c Schrank für Verbandmittel und Instrumente
- d Waschschrank mit zwei Wasserkannen
- e Blechbehälter mit zwei Wasserkannen
- f Wasserwärmapparat
- g Wasserbehälter mit Konsol
- h Gasofen
- i Klapptisch
- k Klappsessel
- l Klappschemel
- m Eckbrett mit Wasserflasche und Gläsern
- n Kasten für Operationsmäntel
- o Kasten für Sterilisator und absoluten Alkohol
- p Sterilisator
- q Glastonne
- r Streichholzbehälter

Abteil für Verwundete.

- s Krankentragen
- t Traggestelle
- u Handgriffe
- v Friesvorhang
- w Triumphstuhl
- y Stufentritt

Abortraum.

- z Torfmullklosett

Eine bemerkenswerte Hobelmaschine mit beweglichem Schlitten ist von George Richards & Co. Ltd. in Broadheath, England, gebaut worden. Die Maschine ähnelt in ihrem Aufbau den großen Feilmaschinen, bei denen der Stößel sich in einem Schlitten führt, der auf einem langen Bett quer zur Stößelrichtung verschoben werden kann. Sie hobelt aber in der Richtung dieses Bettes, während ein am Schlitten befestigter Ausleger das Stichelhaus trägt. Zum Aufspannen der Werkstücke dienen wie bei der Feilmaschine zwei an der Seite des Bettes in lang durchgehenden Aufspannuten an beliebiger Stelle festschraubbare Winkeltische, die senkrecht und wagerecht verschiebbar sind. Die Maschine bestreicht auf diese Art bei 1020 mm Hobelbreite (Bewegung des Stichelhausschlittens am Ausleger) eine wirksame Länge von 6100 mm (Weg des Schlittens auf dem Bett). Das Interessante an der Maschine ist der Antrieb des Schlittens. Er wird durch zwei kräftige Gelenkketten auf seiner Bahn hin- und hergezogen, ganz wie die Katze eines Kranes, ein Antriebmittel, das man schon vor einer Reihe von Jahren angewandt hat — damals waren es Drahtseile oder Stahlband —, von dem man aber völlig wieder abgekommen war[1]. Es ist durchaus denkbar, daß man heute zu diesem einfachen Maschinenteil wieder zurückkehrt, nachdem man gelernt hat, Ketten von hohem Wirkungsgrad, ruhigem Gang und großer Zugkraft herzustellen. Leider läßt die Quelle die Konstruktion der Ketten, die gegeneinander um eine halbe Teilung versetzt sind, im einzelnen nicht erkennen und berichtet nur von dem Kettenschloß, das zum dauernden Erhalten der Spannung dient und aus zwei Mutterstücken mit Federn und einem sie verbindenden Wirbel mit Rechts- und Linksgewinde besteht. Jedenfalls wird dadurch der Antrieb ganz außerordentlich einfach; denn von den vier verzahnten Ketten-

[1] Z. 1900 S. 943, Fischer: Die Weltausstellung in Paris 1900. Werkzeugmaschinen. Hobelmaschine mit Seilzug von Kirchner & Co., Leipzig-Sellershausen.

rollen, die die Ketten an den Enden des Bettes führen, sind die beiden linken unmittelbar auf die Achse eines Schneckenrades aufgekeilt, dessen zugehörige Schnecke wieder unmittelbar auf der Welle des Ankers — bei elektrischem Antrieb — oder der Riemenscheiben — bei Riemenantrieb — befestigt ist: also nur eine einzige Uebersetzung von der hohen Umlaufzahl des treibenden Mittels auf die Kettenräder, deren Umfangsgeschwindigkeit gleich der Schlittengeschwindigkeit ist. Auch das ist einwandfrei, da man heute auch gelernt hat, Schneckengetriebe von hohem Wirkungsgrad und ruhigem Gang zu bauen, die zwischen Kugeln gelagert sind und die in Oel laufen. Zum Antrieb dient ein umkehrbarer Elektromotor von 23 PS mit veränderlicher Umlaufzahl, durch den Schnittgeschwindigkeiten zwischen 6,1 und 32 m/min zu erreichen sind. Die Umsteuerknaggen sitzen verstellbar auf einer Scheibe, und von der leichten Einstellbarkeit der Motoren auf eine höhere Schnittgeschwindigkeit macht man auch Gebrauch, wenn sich zwischen zwei zu hobelnden Flächen größere Stellen befinden, wo der Stahl nicht zu arbeiten hat. Diese Strecken werden dann mit einer der sehr großen Geschwindigkeiten 30,5 bis 53,6 m/min durchfahren, die für den Rücklauf zur Verfügung stehen. (Engineering 7. Juni 1912 S. 768)

F. Nickel.

Das Grundwasserwerk Elze bei Hannover. Da die vor einigen Jahren beabsichtigte Erweiterung der Grundwasserwerke südlich von Hannover im Leinetale wegen Schwierigkeiten bei dem Erwerb des Geländes aufgegeben werden mußte, entschloß man sich, nördlich der Stadt in der Gemarkung Elze bei Bennemühlen in der Niederung der Wietze ein neues Grundwasserwerk anzulegen. Die hydrologischen Untersuchungen des Geländes waren bereits im Jahre 1903 in Angriff genommen und 1905 beendet worden; sie hatten ergeben, daß eine Tagesmenge von 24000 cbm Grundwasser dauernd gewonnen werden konnte. Die Oberfläche der Niederung zeichnet sich durch sandige Beschaffenheit aus; nur in der Nähe der oberirdischen Wasserläufe ist der Sand auf geringe Tiefen von Ortsteinbildungen und Torflagen bedeckt. Die Fassungsanlage besteht aus einer westlichen Gruppe mit 35 Brunnen von 15 cm Dmr. in einem gegenseitigen Abstand von 29 m und Wassertiefen von 15 bis 20 m und einer östlichen mit 45 Brunnen und Wassertiefen von 20 bis 22 m; ein zweiter östlicher Teil von 2 km Länge ist für die spätere Erweiterung vorgesehen. Jede dieser Brunnengruppen ist durch eine Heberrohrleitung mit dem Sammelschacht, der bei dem Pumpwerk liegt, verbunden. Da das Grundwasser in der gesamten Niederung mehr oder wenig eisenhaltig ist, wird das gewonnene Wasser in einer offenen, vierteiligen Rieselanlage mit Grobkoksfüllung belüftet und in einem Langsamfilter gereinigt; von hier aus gelangt das Wasser in einen Reinwasserbehälter von 1000 cbm Inhalt. Die Enteisenungsanlage und der Behälter sind in Eisenbeton ausgeführt. Das Pumpwerk hat vier Maschinensätze, von denen jeder täglich 8000 cbm liefert. Die Kesselanlage besteht aus drei Einflammrohrkesseln von je 55 qm Heizfläche für 12 at Ueberdruck und Ueberhitzern für 350°. Durch eine 26,1 km lange gußeiserne Druckleitung von 70 cm Dmr. wird das Wasser nach einem Wasserturm im Norden der Stadt gefördert. Da die Leitung an einer größeren Anzahl von Tiefpunkten keine natürliche Vorflut hat, so sind für die Entleerung Ablaßstücke mit Schachten eingebaut, aus denen das Wasser in drei bis vier Stunden durch besondere, auf Wagen gestellte Kreiselpumpen mit Benzinmotoren ausgepumpt werden kann. Der Wasserturm enthält einen schmiedeisernen Wasserbehälter mit 4000 cbm Inhalt nach Bauart Intze, der als Sammel- und Ausgleichbehälter des Wasserwerkes dient. Der eiserne Behälter ist 16 m hoch und hat 20 m oberen und 10 m unteren Durchmesser; sein Gewicht wird durch 140 Stahlgußstühle auf den zylindrischen Betonunterbau übertragen. Das Fundament des Betonzylinders ist mit Rundeisen bewehrt und ruht auf 1-2 10 m langen Eisenbeton-Pfählen.

Das Wasserwerk versorgt die nordöstlichen Stadtgebiete, sowie einen Teil der Südstadt und den Vorort Kleefeld. (Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 22. Juni 1912)

Lange Betriebsdauer eines Tiegelofens. Die Zeitschrift »The Engineer[1]« berichtet über einen Schmelzofen für 24 Tiegel auf dem Werk der Colonial Steel Co. in Monaca, Pa., der unter sorgfältiger Aufsicht über 26 Monate lang, nämlich von Anfang 1910 bis März 1912, im Betrieb gewesen ist. Während dieser ganzen Zeit stand der mit Gas geheizte Ofen unter Feuer. Stahl wurde mit Ausnahme der Sonntage und einiger andrer Tage täglich geschmolzen, und zwar im ganzen rd. 4,2 Mill. kg, wovon rd. 420 t Schnellstahl waren. Der Rest bestand aus Kohlenstoff- und Sonderstahlarten, wie Chromnickel-, Chrom-Wolfram- und Nickelstahl. Die gesamten Ausbesserkosten in der Betriebzeit haben rd. 80 ℳ betragen.

[1]) vom 21. Juni 1912.

Stahlgußstück von 170 t Gewicht für eine Druckwasserpresse. Die Bethlehem Steel Co. in South Bethlehem, Pa., hat für das Schoen-Werk der Carnegie Steel Co. in Mc Kees Rock eine 10000 t-Druckwasserpresse zum Herstellen von Eisenbahnwagenrädern gebaut, die mit einer verhältnismäßig hohen Geschwindigkeit arbeitet, und zwar soll sie stündlich 60 Räder fertig machen. Die Presse ist äußerst kräftig gestaltet, das Querhaupt aus Stahlguß allein wiegt 170 t. Es muß infolge seiner Abmessungen und seines Gewichtes auf einem besonders gebauten Eisenbahnwagen befördert werden. Die Säulen der Presse von 813 mm Dmr. und 11,3 m Länge sind aus flüssig komprimiertem hochwertigem Stahl hergestellt und hohl geschmiedet. (The Iron Trade Review 6. Juni 1912)

Bemerkenswerte Anwendungen der Druckluftbremse von Jordan. Dinglers Polytechnisches Journal[1]) berichtet über einige interessante Anwendungen der Druckluftbremse von Dr.-Ing. F. Jordan[2]) für sehr flott arbeitende Hebezeuge, wie Fallwerk- und Greiferkrane. Dabei sind zum Teil recht erhebliche Hub- und Senkgeschwindigkeiten der Krane erreicht worden. U. a. ist ein mit Dampf betriebener Kohlenheber in Hamburg von 25 m Hubhöhe mit einem Zweiseilgreifer für 4 t nachträglich mit Jordan-Bremsen und -Kupplungen ausgerüstet worden. Die Handhabung der Bremsen und Kupplungen war früher so anstrengend, daß sie zwei Arbeiter nicht zu bewältigen vermochten, weshab man die Anlage eine Zeitlang außer Betrieb gesetzt hatte. Die drei neuerdings eingebauten Bremsen und Kupplungen, Bauart Jordan, an der Hub- und Fahrwinde werden durch einen kleinen Steuerschalter mit Hülfe von elektrischem Strom und Druckluft betätigt. Ein einziger Arbeiter steuert sämtliche Arbeitsvorgänge, wie Schließen, Oeffnen, Heben, Senken, Ein- und Ausfahren des Greifers. Die sehr hohen Geschwindigkeiten betragen für Heben 4 m/sk, für Senken 8 m/sk und für Fahren 2,5 m/sk. Das Eintreten zu hoher Geschwindigkeiten wird durch einen Senkbremsregler verhütet.

Erfolge des Sparverfahrens beim Tränken hölzerner Leitungsmasten. Die hohen Kosten des älteren Verfahrens beim Tränken hölzerner Masten mit Kreosot und der Uebelstand, daß das Oel später aus der Oberfläche heraustrat und sie klebrig machte, hat seit mehreren Jahren zu dem Sparverfahren von Heise-Rütgers geführt. Dabei wird eine beschränkte Menge von Teeröl in die Stämme eingepreßt und durch nachträgliches Dämpfen möglichst gleichmäßig und tief verteilt, gleichzeitig die Stangenoberfläche gesäubert. Hauptsächlich eignet sich dazu die Kiefer, aber auch Fichten, Tannen und Lärchen. An Oel werden 100 kg auf 1 cbm des lufttrocknen Holzes für Kiefern, Fichten und Tannen und 70 bis 80 kg/cbm für Lärchen gebraucht. In den letzten Jahren hat man Fichten auch nach einem sogenannten Doppelverfahren behandelt, wobei nur noch 80 bis 85 kg/cbm eingeführt werden, nachdem das Holz vorher mit einer wässerigen Lösung von 2 vH Fluornatrium oder Kresolkalzium getränkt worden ist. Die österreichische Staatstelegraphenverwaltung hat das Sparverfahren im Jahre 1904 eingeführt. Bis Ende 1910 sind rd. 175000 so behandelter Masten aufgestellt worden. Davon ist nur ein verschwindend kleiner Bruchteil unbrauchbar geworden, nämlich 0,6 vH. Die Ergebnisse sind also als günstig zu bezeichnen und sollen sich von den mit vollgetränkten Masten gemachten Erfahrungen wenig unterscheiden. Dagegen haben sich die nach dem Verfahren von Boucherie mit Kupfervitriol getränkten Masten schlecht bewährt, da man schon nach Ablauf von 7 Jahren einen Abfall von 12 vH hatte. (Elektrotechnik und Maschinenbau Wien 23. Juni 12)

Kraftübertragung mit hochgespanntem Gleichstrom in England. Die Metropolitan Electric Supply Co. hat in ihrem rd. 800 qkm umfassenden Bezirk westlich von Willesden eine Gleichstromübertragung von normal 100 Amp gleichbleibender Stromstärke und veränderlicher Spannung eingerichtet. Die Hauptleitung, die zunächst nach Southall, 11 km von Willesden entfernt, führt, soll später auch nach Hanwell, Brentford, Acton und andern Gemeinden gelegt werden. Sie vermag mit zwei Kabeln 10000 KW zu übertragen. Bei der Außerbetriebsetzung eines Kabels kann die Erde als Rückleitung benutzt werden,

[1]) vom 15. Juni 1912. [2]) Vergl. Z. 1909 S. 1333.

so daß kein besonderes Kabel als Aushülfe verlegt zu werden braucht. Die einadrigen Kabel haben rd. 80 qmm Kupferquerschnitt und eine 12,7 mm dicke Isolation aus Papier, die für 100 000 V Durchschlagspannung ausreichend ist. Sie sind mit Bleimantel versehen und in eisernen Röhren von 63,5 mm l. W. verlegt. Die Hauptleitung speist Unterwerke, in denen der Gleichstrom zur Verteilung in Drehstrom von 3000 V und 415 V umgeformt wird. Die Uebertragungsanlage wird im Kraftwerk Willesden aus drei Umformern gespeist, die aus einem Motor für 200 Uml./min und aus einem Gleichstromerzeuger von 5000 V höchster Klemmenspannung bestehen. Die Stromstärke der Dynamo kann zwischen 70 und 120 Amp geregelt werden. Die Nennleistung beträgt bei 100 Amp 500 KW. Der Kommutator des Stromerzeugers hat 1530 mm Dmr., 172 mm Länge und 1439 Segmente. Der Strom wird durch zwei Bürstensätze abgenommen. Die Stromstärke wird durch einen Regler in der Weise gleichbleibend erhalten, daß das wirksame Magnetfeld durch Verschieben der Bürsten auf die Stellungen von Leerlauf bis Vollbelastung geändert und gleichzeitig ein Teil des Erregerstromes abgeschaltet wird. Zum Kuppeln des Motors mit der Dynamo dient eine isolierende Zodel-Kupplung, die aus zwei mit Zapfen besetzten und durch Lederbänder für Vorwärts- und Rückwärtslauf verbundenen Scheiben besteht und außerdem eine bei 25 vH Ueberlastung wirksame Schlüpfeinrichtung hat. Die Stromerzeuger sind sorgfältig gegen Erde isoliert, indem die Grundplatte mit Betonklötzen verschraubt ist, die mit irdenen Isolatoren in einem Bett aus isolierendem Asphalt eingelassen sind. Das Unterwerk in Southall umfaßt drei Umformer, bestehend aus Gleichstrommotoren für 500 Uml./min und Drehstromerzeugern für 3000 V und 50 Per./sk. Bei diesen Maschinen wird die Umlaufgeschwindigkeit durch einen Regler besonderer Bauart gleichbleibend erhalten. Beim späteren Ausbau der Anlage sollen auch Stromerzeuger mit Dampfkraftbetrieb in Willesden aufgestellt werden. Die Umformer werden dann zum Kraftaustausch zwischen der Gleichstrom- und der Drehstromanlage weiter benutzt werden. (Engineering 14. Juni 1912)

Treppenaufzüge und gewöhnliche Aufzüge werden auf den Pariser Untergrundbahnen sehr stark benutzt, auf manchen Haltestellen von 95 vH der Fahrgäste. Neuerdings sind 4 neue Aufzüge auf dem Uebergangsbahnhof Barbès-Rochechouart in Betrieb genommen, und weitere Aufzüge und Treppenaufzüge sind noch auf verschiedenen Bahnhöfen in Bau. Zu beachten ist allerdings, daß die Pariser und auch die Londoner Untergrundbahnen erheblich tiefer unter der Straßenoberfläche als z. B. die Berliner Untergrundbahnen liegen. (Ztg. des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 22. Juni 1912)

Das Dieselschiff »Fionia«, erbaut von der A.-G. Burmeister & Wain in Kopenhagen, ist von der Hamburg-Amerika-Linie angekauft. Die »Fionia« ist ein Schwesterschiff der »Selandia«[1]), eines Frachtdampfers von rd. 7000 t Tragfähigkeit, und wird wie diese von zwei Viertaktmaschinen angetrieben. Wie man aus den zurzeit auf verschiedenen deutschen Werften im Bau begriffenen Dieselschiffen folgern kann, findet die Viertakt-Dieselmaschine für den Antrieb von größeren Seeschiffen bei uns im allgemeinen keinen Anklang, insbesondere weil sich mit der Zweitaktmaschine eine größere Raum- und Gewichtersparnis und damit höhere Wirtschaftlichkeit erzielen läßt. Von größeren Schiffs-Dieselmaschinen ist die bereits vor einiger Zeit auf der Reiherstieg-Schiffswerfte in Hamburg fertiggestellte Zweitaktmaschine von rd. 1800 PS_e mehrfach von uns erwähnt worden[1]). Das von den Howaldts-Werken in Kiel für die Hamburg-Südamerika-Linie gebaute Schiff mit zwei Sulzerschen Zweitaktmaschinen von je rd. 800 PS_e wird in diesen Tagen mit den Probefahrten beginnen. Die zahlreichen auf den übrigen deutschen Werften bestellten Dieselschiffe stehen fast alle ebenfalls kurz vor ihrer Vollendung, so daß noch dieses Jahr den Beweis dafür bringen wird, ob die von der deutschen Handelsmarine auf die neue Antriebart gesetzte Hoffnung gerechtfertig ist.

[1]) Z. 1912 S. 378.

[1]) Z. 1912 S. 295, 891.

Kolbenmaschinen gegen Dampfturbinen in der Kriegsmarine. Nach einem Vortrage von Dyson vor dem Engineers Club in Philadelphia ergeben die Vergleiche der Antriebmaschinen auf sonst gleichwertigen Linienschiffen der amerikanischen Marine, daß eine Kolbenmaschinenanlage weniger Raum als eine Turbinenanlage beansprucht. Im angeführten Falle der Linienschiffe »Delaware« (Kolbenmaschinen) und »Utah« (Turbinen) ist der Maschinenraum auf ersterem um rd. 4 m kürzer als auf letzterem. (Journal of the American Society of Naval Engineers Mai 1912)

Die Vernichtung des Zeppelinluftschiffes »Schwaben«. Am 28. v. M. wurde das Luftschiff »Schwaben« vor der Luftschiffhalle in Düsseldorf allem Anschein nach durch Selbstentzündung des Gasinhaltes völlig vernichtet. Die »Schwaben« war gerade von einem Aufstieg zurückgekommen und konnte wegen ungünstiger Windrichtung nicht in die Halle gebracht werden, so daß man sie draußen verankern mußte. Ein plötzlich auftretender starker Seitenwind lockerte die vorderen Verbände und knickte einige Streben. Plötzlich bemerkte man an der vorderen Seite der Außenhaut eine Flamme, die in wenigen Augenblicken den ganzen Tragkörper ergriff und zerstörte. Anscheinend sind auch die Gondeln nebst den Maschinen und der sonstigen Ausrüstung zerstört. »Schwaben« war eines der besten und schnellsten Zeppelinschiffe, das zu verschiedenen Malen Geschwindigkeiten von 19,3 m/sk erreicht hatte; seine Länge betrug 140 m, der Durchmesser 14 m, und die sieben Gaszellen hatten 17730 cbm Inhalt.

Die Werkzeugmaschinenfabrik von Collet & Engelhardt G. m. b. H. zu Offenbach a./M. beging am 27. Juni d. J. die Feier ihres 50jährigen Bestehens. Die Fabrik hat sich seit ihrer Gründung um die Entwicklung des deutschen Werkzeugmaschinenbaues verdient gemacht. Zurzeit werden in den Werkstätten etwa 500 Arbeiter beschäftigt. Aus Anlaß des Festes wurden den Wohlfahrteinrichtungen der Beamten und Arbeiter größere Geldbeträge von den Inhabern der Fabrik überwiesen.

Fragekasten.

Wozu kann man in Verwendung gewesenes Bankazinn, welches durch Ueberhitzen des Verzinnungskessels einen höheren Schmelzpunkt bekommen hat und dadurch für gewöhnliche Verzinnungszwecke (Drahtverzinnerei) nicht mehr verwendbar ist, gebrauchen und wie kann man es verwerten?

Berichtigung.

In Z. 1912 S. 1004 sind die Figuren (nicht die Ueberschriften) 4 und 5 zu vertauschen.

Patentbericht.

Kl. 20. Nr. 242693. Seilhängebahn. R. Petersen, Schlachtensee. Um die Spannung des Seiles gering zu halten und ihm großen Durchhang zu gestatten, ist das Tragseil im Aufhängepunkt der Nutzlast unterbrochen und die beiden Enden gelenkig mit dem Gehänge des Förderkorbes verbunden.

Kl. 50. Nr. 239481. Kreiselbrecher. Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt G. Luther, Braunschweig. In einer außerachsigen Bohrung der angetriebenen Hülse *b* ist der Schaft *g* des Kreisels *h* frei drehbar.

Kl. 63. Nr. 246408. Abfederung für Motorwagen. E. Bugatti Molsheim i. E. Die Tragfedern *a* sind unmittelbar an den Wagenachsen *b* und mittels federnder Laschen *d* an dem Wagengestell *c* befestigt. Durch die in der Querrichtung des Wagens federnden Laschen *d* wird eine seitliche Nachgiebigkeit der Tragfeder erreicht. Der gleiche Zweck wird erreicht, wenn das unterste Blatt der Tragfedern *a* auf dem freiliegenden Teil geschränkt ist oder wenn die eine Blattfeder *a* mit dem Wagengestell starr und die andre durch ein die Einstellung der Feder in der Querrichtung ermöglichendes Gelenk verbunden ist.

Angelegenheiten des Vereines.

Die 53ste Hauptversammlung zu Stuttgart.

Wie bereits zweimal in der Geschichte unseres Vereines[1]) war das Ziel der zur Hauptversammlung eilenden Mitglieder in diesem Jahr das Schwabenland, das durch seine landschaftlichen Reize und seine altehrwürdige Vergangenheit jedem Deutschen lieb und durch seinen Jahrhunderte alten regen Anteil an der Entwicklung der Naturwissenschaft und Technik jedem Ingenieur vertraut ist. Wenn trotzdem der Besuch der Hauptversammlung mit einer Zahl von etwas mehr als 600 Teilnehmern den Erwartungen der Vereinsleitung nicht voll entsprochen hat, so ist das offenbar dem Umstande zuzuschreiben, daß zur selben Zeit auch andre bedeutende technische Vereinigungen ihre jährliche Tagung abgehalten haben. Die Erwägung, ob sich dem nicht künftig auf dem Wege der Vereinbarung abhelfen ließe, liegt im Interesse aller dieser Vereinigungen.

Am Sonntag den 9. Juni vereinigte eine Einladung des Württembergischen Bezirksvereines den weitaus größten Teil der Festteilnehmer zu einem Begrüßungsabend im Festsaal der Stuttgarter Liederhalle. Dieser Abend stand unter dem Zeichen der Schwarzwaldmühle, die im Rahmen einer poesievollen Landschaft die Bühne des Saales schmückte. Ein herzlich gesprochener »Schwabengruß«, humorvolle Reden und die von Schwarzwälder Buben und Mädeln dargebotenen Damenspenden, bestehend aus geschmackvoll ausgeführten kleinen Weckeruhren mit leuchtendem Radium-Zifferblatt, schafften bald eine frohe Stimmung und bildeten eine eindrucksvolle Einleitung zu den eigentlichen Festtagen.

Die erste Sitzung der Hauptversammlung fand am Montag im Festsaal der Liederhalle statt und erhielt durch das Erscheinen des Königs von Württemberg besondere Feierlichkeit. Auch sonst zeigte die Versammlung ein glänzendes Bild, da fast das gesamte württembergische Ministerium, die Präsidenten der beiden Kammern des Landes, die Vertreter der Stadt Stuttgart, der Technischen Hochschule Stuttgart und der Universität Tübingen sowie mehrerer befreundeter Vereine anwesend waren. Auf die Begrüßungsansprache des Vereinsvorsitzenden, der der großen Männer Schwabens in Naturwissenschaft und Technik gedachte, antwortete als erster der Staatsminister des Innern Hr. Dr. v. Pischek, der in humorvoller Weise der Bedeutung des Ingenieurs für die Kultur gerecht wurde. Nach den Begrüßungsreden wurde unter allgemeinem lebhaftem Beifall Hrn. Geheimen Kommerzienrat Dr.-Ing. Paul Mauser für seine Verdienste auf dem Gebiete der Waffentechnik die Grashof-Denkmünze verliehen und Hr. Maschinenfabrikant Hermann Blecher für seine langjährigen großen Verdienste um den Verein zum Ehrenmitglied ernannt. Daran schlossen sich die Vorträge von Geh. Ober-Baurat Dr.-Ing. Veith über »Die neueren deutschen Kriegschifftypen«, dem der König beiwohnte, und von Geh. Reg.-Rat Professor Kammerer über »Anschauliches Denken in Berufsarbeit und Unterricht«. Diese Vorträge hielten den Zuhörerkreis bis in den Nachmittag hinein fest. Ursprünglich war beabsichtigt worden, danach eine kurze Pause eintreten zu lassen, um dann mit der Beratung des geschäftlichen Teiles fortzufahren und diesen gleich am ersten Verhandlungstage zum Abschluß zu bringen. Wegen der vorgerückten Zeit entschloß sich jedoch der Vorsitzende, die geschäftlichen Verhandlungen auf den folgenden Tag zu verschieben. So war genügend Zeit gewonnen, um sich auf das Festmahl in der Liederhalle vorzubereiten. Löste an diesem festlichen Abend die vom Sonntag her wohlbekannte Schwarzwaldlandschaft auf der Bühne von vornherein eine trauliche Stimmung aus, so vereinigten sich die Vorträge auf der mächtigen Konzertorgel des Saales und die prächtigen Volkslieder des aus 200 Sängern bestehenden Stuttgarter Liederkranzes zu einer würdigen und eindrucksvollen Abschlußfeier des Hauptfesttages. Unter den verschiedenen gehaltvollen Reden des Abends erinnern wir uns gern der Worte des Staatsrates und Vorstandes der Zentralstelle für Handel und Gewerbe Hrn. von Mosthaf über die weltbeherrschende Stellung unserer deutschen Industrie.

Am Dienstag fand die zweite Sitzung statt. Der geschäftliche Teil nahm nur kurze Zeit in Anspruch. Es folgten die Vorträge von Geh. Ober-Baurat Schmick über »Aufgaben und Tätigkeit des Ingenieurs in unsern Kolonien«, von Professor Widmaier über »Die Industrie Württembergs« und von Geh. Schulrat Münch über »Die Veranschaulichung mathematischer Probleme durch den Kinematographen«. Fesselten die beiden ersten Redner einerseits durch bemerkenswerte Leitsätze für künftige rege Ingenieurarbeit in unsern Kolonien und anderseits durch einen stolzen Rückblick auf bereits geleistete Arbeit in einem wichtigen Teile unseres Vaterlandes, so überraschte der dritte Vortrag durch die Fülle von Anregungen für das Studium und den Unterricht auf dem Gebiete der wichtigen Hülfswissenschaft des Ingenieurs, der Mathematik. Die Mitteilung des Vortragenden, daß eine Stelle zur Anfertigung und Verleihung der im doppelten Sinne des Wortes wertvollen Films geschaffen werden solle, wurde mit lebhaftem Beifall begrüßt. Das Programm des Tages wickelte sich im übrigen mit dem erfolgreichen Verlauf der technischen Besichtigungen in Stuttgart und Umgegend am Nachmittag glatt ab. Der Abend war mit keinen besondern Veranstaltungen bedacht, da man den Mitgliedern Gelegenheit geben wollte, Stadt und Land nach eigenem Ermessen kennen zu lernen.

Der dritte und letzte Tag brachte die im Mittelpunkt des Interesses weiter Kreise stehenden Vorträge von Reg.-Baumeister Karl Bernhard und von Professor Peter Behrens über »Aesthetik und Industriebau«. Beide Redner fesselten die Aufmerksamkeit in hohem Maße. Die geistvollen und eigenartigen Ausführungen von Professor Behrens über die Wechselbeziehungen zwischen Kunst und Technik, Kultur und Technik haben nach unsern Beobachtungen bei den Zuhörern lebhaftes Interesse gefunden und vielfach anregend gewirkt. Wenn das im Meinungsaustausch nicht mehr zum Ausdruck kam, so muß man es dem Umstande zuschreiben, daß dieses Gebiet dem Ingenieur noch verhältnismäßig neu und ungewohnt ist. Aber die mehr und mehr eindringende Beschäftigung mit der Geschichte der Technik wird hier ohne Zweifel bald Wandel schaffen, und bei einer zu wünschenden wiederholten Behandlung derartiger Fragen auf unsern Hauptversammlungen dürften gerade von der berufenen Seite der Ingenieure selbst mancherlei Beiträge und Aufschlüsse geliefert werden, die zur Klärung der noch schwebenden Fragen wertvoll und erforderlich sind. Als dritter Redner des Tages sprach Dr. F. Quincke über »Moderne sozialhygienische Einrichtungen in chemischen Werken«. Dieser mit reichem Anschauungsmaterial ausgestattete Vortrag bildete den Schluß der technisch-wissenschaftlichen Darbietungen.

Abends vereinigte ein stark besuchtes und wohlgelungenes Gartenfest die Teilnehmer zum letztenmal im Kurgarten zu Cannstatt.

Ein wesentlicher Teil der Mitglieder und ihrer Damen nahm am folgenden Tage noch an einem von der Echatzgruppe des Württembergischen Bezirksvereines veranstalteten Ausflug nach dem Lichtenstein teil. Auch dieser ist nach einer uns übermittelten begeisterten Schilderung trotz ungünstigen Wetters gut verlaufen.

Zum Schluß sei der eigenartigen Festgabe des Vereines gedacht. Sie bestand aus einer geschmackvoll ausgeführten Mappe mit fünf Heliogravüren von hervorragenden Männern der Naturwissenschaft und Technik: Johann Kepler, Robert Mayer, Alfred Krupp, Werner Siemens und Max Eyth[1]). Die

[1]) In den Jahren 1881 und 1896 (Stuttgart).

[1]) Mitglieder erhalten diese Mappe, so lange der Vorrat reicht, zum Preise von 6,50 ℳ einschl. Porto von der Geschäftstelle. Die Bilder sind auch einzeln für 2,50 ℳ von der Photographischen Gesellschaft, Berlin, zu beziehen, die sie in die Sammlung hervorragender Männer der Wissenschaft usw., das sogenannte »Corpus imaginum«, aufgenommen hat.

Sammlung bildet ein wertvolles und bleibendes Andenken und soll gelegentlich späterer Hauptversammlungen fortgesetzt werden. Daß drei der Ausgewählten, Kepler, Mayer und Eyth, Schwaben sind, ist natürlich kein Zufall. Es erinnert wieder daran, daß man sich im Schwabenland neben der Fröhlichkeit, für deren erfrischenden Genuß wir dem Württembergischen Bezirksverein an dieser Stelle herzlich danken wollen, auch auf ernste Arbeit versteht. Manches unserer Mitglieder wird sich davon auch auf der geschickt angeordneten »Fachausstellung der württembergischen Feinmechanik und Präzisionsindustrie« im Landesgewerbemuseum überzeugt haben, die einen interessanten Einblick in die berühmte Verfeinerungsindustrie des Landes gewährte und unter den zahlreichen Darbietungen der bewegten Stuttgarter Tage nicht vergessen werden darf.

H. Groeck.

Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure.

Die Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure, die sich auf die hinterlassenen handschriftlichen Aufzeichnungen von Th. Peters stützt, ist soeben erschienen und kann von der Geschäftstelle des Vereines, Berlin NW. 7, Charlottenstraße 43, bezogen werden. Der Preis beträgt bei postfreier Zusendung gegen Voreinsendung des Betrages oder Postnachnahme 2,30 *M* für Mitglieder im Inland; 2,60 *M* für Mitglieder im Ausland; 3,50 *M* für Nichtmitglieder.

Auf Beschluß des Vorstandes und der 50sten Hauptversammlung sind die Aufzeichnungen von Th. Peters, die die Zeit von der Gründung am 12. Mai 1856 in Alexisbad bis zum Jahre 1896 umfassen, bis zum wichtigsten Abschnitt in der neueren Vereinsgeschichte, der Annahme der neuen Satzung durch die Hauptversammlung in Danzig 1910, an der Hand der Akten und von Mitteilungen angesehener Vereinsmitglieder ergänzt worden.

Ein ausführliches Namen- und Sachverzeichnis soll die Benutzung des Buches erleichtern, während die zahlreichen Quellennachweise dem, der tiefer in die Vereinsgeschichte eindringen will, als Wegweiser dienen sollen.

An diese chronologische Darstellung der Vereinsgeschichte sollen sich später in zwangloser Folge Einzeldarstellungen schließen, die die Tätigkeit des Vereines auf seinen Hauptarbeitsgebieten schildern. Auch hierfür liegen die Anfänge in der hinterlassenen Handschrift von Th. Peters schon vor.

Festschrift zur 53sten Hauptversammlung in Stuttgart 1912.

Von der 70 Seiten 4° starken, die Industrie Württembergs behandelnden Festschrift[1]) zur Hauptversammlung Stuttgart sind noch Exemplare vorhanden, die an unsre Mitglieder für 2,50 *M* postfrei nach Einsendung des Betrages abgegeben werden.

Bildnismappe: Große Männer der Naturwissenschaften und der Technik.

Den Teilnehmern an der Hauptversammlung in Stuttgart ist als Festgabe eine Mappe mit den Bildnissen von

Johannes Kepler, Alfred Krupp, Robert Mayer, Werner Siemens und Max Eyth

überreicht worden. Die Bilder sind in vorzüglicher Ausführung von der Photographischen Gesellschaft, Berlin, in Heliogravüre auf holländisahem Büttenpapier hergestellt. Größe 33 × 47 cm.

Diese fünf Bildnisse werden einschließlich der gut ausgestatteten Mappe, soweit der Vorrat reicht, an Mitglieder zum Selbstkostenpreise von 6,50 *M* einschließlich Porto gegen vorherige Einsendung des Betrages abgegeben.

Mappen mit Figurentafeln aus der Zeitschrift.

In den Figuren der in unserer Zeitschrift veröffentlichten Aufsätze ist ein reichhaltiger Bildungsstoff enthalten, der in dem umfangreichen Text der Zeitschrift zerstreut und bald vergraben ist. Der hohe vorbildliche Wert, den diese Zeichnungen namentlich für Studierende und jüngere Konstrukteure haben, läßt es wünschenswert erscheinen, diese Vorlagen beim Entwerfen auf dem Zeichentisch zur Hand zu haben.

Da diese Wünsche in den letzten Jahren ständig und in erhöhtem Maße laut geworden sind, sollen Tafelmappen herausgegeben werden, die ausgewählte Figuren unserer Zeitschrift, übersichtlich nach Fachgebieten zusammengestellt und mit dem Hinweis auf die Aufsätze, denen sie entnommen sind, versehen, auf Einzelblättern enthalten.

Als Fachgebiete sind zunächst folgende vorgesehen: Maschinenteile, Kraftmaschinen, Stoffkunde und Bearbeitungsmaschinen, Förder- und Hebezeuge, Bauingenieurwesen, Elektrotechnik, Landfahrzeuge, Wasser- und Luftfahrzeuge.

Jede Mappe wird 8 Tafeln eines Fachgebietes enthalten und zum Preise von 1,20 *M* an Lehrer und Schüler technischer Lehranstalten, von 1,80 *M* an die Mitglieder unseres Vereines und von 2,40 *M* an alle übrigen Bezieher abgegeben werden. Außerdem wird auf diese Preise bei Entnahme von

50 Stück derselben Mappe . . . . 10 vH
100 » » » . . . . 15 »
300 » » » . . . . 25 »

Nachlaß gewährt.

Ferner werden zu denselben Preisen Ergänzungsmappen herausgegeben, welche 8 Tafeln aus verschiedenen Fachgebieten enthalten. Die Figuren aus den Aufsätzen unserer Zeitschrift werden zu diesem Zwecke laufend zu Tafeln für die obengenannten Fachgebiete zusammengestellt; sobald 8 solcher Tafeln gefüllt sind, wird eine Ergänzungsmappe herausgegeben, damit diejenigen, die alle Mappen beziehen, die neuesten Tafeln möglichst bald erhalten und sie in ihre Fachmappen einordnen können. Wer nur ein oder einige Fachgebiete bezieht, muß warten, bis eine Mappe seines Gebietes mit 8 Tafeln gefüllt ist.

Wir haben probeweise eine Mappe zusammengestellt, die die Anordnung und Austattung der Tafeln zeigt. Diese Mappe kann gegen Einsendung der Versendungskosten von 20 Pfg durch uns bezogen werden.

[1]) vergl. die Aufsätze in Z. 1912 S. 897, 918, 941, 956, 981, 986.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der vorigen Nummer dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **119. Heft** erschienen; es enthält:

Arno Seyrich: Ueber die Einwirkung des Ziehprozesses auf die wichtigsten technischen Eigenschaften des Stahles.

Der Preis des Heftes beträgt 2 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstraße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Nachtrag zu S. 288.

Vorstände der Bezirksvereine.

Mannheimer Bezirksverein.

Stellv. Schriftführer: Oberingenieur C. Wons, Rheinau bei Mannheim.
Beisitzer: Dr. Friedr. Müller.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 28. **Sonnabend, den 13. Juli 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Untersuchungen des Vereines deutscher Brücken- und Eisenbaufabriken mit Eisenkonstruktionen für den Brückenbau.[1]

Von **B. Stock**, ständigem Mitarbeiter am Königlichen Materialprüfungsamt zu Berlin-Lichterfelde.

Der Verein deutscher Brücken- und Eisenbaufabriken, im folgenden kurz »Brückenbauverein« genannt, hat es sich zur Aufgabe gemacht, planmäßige Untersuchungen mit Eisenkonstruktionen in großzügigem Umfang auszuführen und die gewonnenen Ergebnisse möglichst allen in Betracht kommenden Kreisen zugängig zu machen.

Die Versuchsarbeiten, insbesondere die Aufstellung der Arbeitpläne, liegen in den Händen eines Ausschusses, der sich aus Vertretern des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten, des Kultusministeriums, des Reichsmarineamtes und des Brückenbauvereines zusammensetzt. Die Ausführung der Versuche ist dem Königlichen Materialprüfungsamt zu Berlin-Lichterfelde übertragen worden. Da die im Materialprüfungsamte vorhandenen beiden größten Festigkeits-Probiermaschinen für 500 und 600 t Kraftleistung nicht ausreichen, die noch in Aussicht genommenen Eisenkonstruktionen zu prüfen, so ist vom Brückenbauverein eine neue Prüfmaschine für 3000 t Druck und 1500 t Zugkraft beschafft worden.[2] Für die Maschine ist ein besonderes Gebäude auf dem Gelände des Amtes errichtet worden. Die Aufstellung der Maschine ist zurzeit soweit gediehen, daß sie voraussichtlich im Frühjahr in Benutzung genommen werden kann.

Ueber die Versuchsarbeiten liegen bisher drei Berichte vor. Der erste Bericht (vergl. Z. 1909 S. 67) enthält die Zwecke und Ziele der Versuche und den vorläufigen Versuchplan. Hiernach handelt es sich darum, grundlegende Fragen, die nicht mehr durch reine Ueberlegung entschieden werden können, so z. B. nach der Kräfteverteilung in Stabanschlüssen und Stoßdeckungen, nach den Verschwächungen durch Nietlöcher und der Stärke der Vergitterung von Druckstäben usw., durch Versuche zu klären.

Im zweiten Berichte (vergl. Z. 1909 S. 1019) sind die Ergebnisse der Versuche niedergelegt, die angestellt worden sind, um den Einfluß des bisher bei Eisenkonstruktionen vielfach vorgeschriebenen kleinen kegelförmigen Versenkes unter dem Nietkopf auf die Festigkeit der Nietverbindung zu ermitteln. Die Versuche haben ergeben, daß weder der Gleitwiderstand zwischen den vernieteten Teilen, noch die Abscherfestigkeit des Nietes, noch der Widerstand der Nietköpfe gegen Abreißen bei stoßweiser Inanspruchnahme des Nietes in der Längsrichtung durch den Versenk erhöht wird.

Auf Grund dieser Ergebnisse haben der Minister der öffentlichen Arbeiten, der Minister für Handel und Gewerbe, der Staatssekretär des Reichsmarineamtes und die Baudeputation der freien Hansestadt Lübeck dem Antrage des Brückenbauvereines Folge gegeben und die Vorschriften, welche die Verwendung von Nieten mit kegelförmigem Uebergang vom Kopf zum Schaft verlangen, aufgehoben. Die Königliche Generaldirektion der Sächsischen Staatseisenbahnen und das Brückenkonstruktionsamt der Königlichen Bayerischen Staatseisenbahnen verlangen dagegen nach wie vor die Verwendung von Nieten mit Versenk.

Der dritte jetzt in einem Beihefte der Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes 1911 erschienene, vom Direktor am Königlichen Materialprüfungsamt, Geheimen Regierungsrat Professor Rudeloff, erstattete Bericht umfaßt folgende Versuchsreihen:

A) Zugversuche mit Nietverbindungen zur Ermittlung des Einflusses des Nietverfahrens (Handnietung, Luftnietung, Kniehebelnietung mit Druckluft) auf den Gleitwiderstand und die Bruchfestigkeit der Nietverbindung.

B) Versuche über den Gleitwiderstand bei Anschlüssen mit größeren Nietbildern verschiedener Anordnung.

C) Versuche über den Einfluß der Querschnittschwächung auf die Zugfestigkeit von Flacheisen und Winkeln.

D) Versuche über das Abbiegen von Winkelschenkeln.

Die Ergebnisse dieser Versuche sollen im nachstehenden kurz wiedergegeben werden. Hierbei sei unter Hinweis auf den Rudeloffschen Bericht hervorgehoben, daß es sich lediglich um die bei den Versuchen unmittelbar zutage getretenen Ergebnisse handelt, und nicht auch um weitergehende Schlußfolgerungen zum Ableiten von Bauregeln. Die Aufstellung von solchen Regeln soll einem besondern Berichte des Versuchsausschusses, nötigenfalls nach Ausführung von Ergänzungsversuchen, vorbehalten bleiben.

Zum Herstellen der Versuchstücke dienten Niete ohne Versenk. Die Ausführung entspricht einer gewöhnlichen

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Brücken- und Eisenbau) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 45 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[2] s. Z. 1912 S. 479.

guten Werkstattarbeit, besondere Vorschriften wurden hierfür nicht gemacht. Als Material wurde Thomaseisen, das von dem ausführenden Werke nach den sog. Normalbedingungen abgenommen war, verwendet.

A) Zugversuche mit Nietverbindungen.

Die Versuchstücke, Fig. 1 bis 4, bestanden aus zwei Flacheisen, die beiderseits verlascht und durch je 3 oder 2 Niete von verschiedenem Durchmesser mit den Laschen verbunden waren. Die Untersuchung erstreckte sich auf vier Reihen 1 bis 4 mit Proben von den in Zahlentafel 1 angegebenen Abmessungen. Jede Reihe umfaßte zwei Gruppen A und B. Bei Gruppe A waren die Zwischenflächen zwischen Flacheisen und Laschen gebeizt und geölt, bei B gebeizt, geölt und einmal mit Mennige gestrichen. In jeder Gruppe waren ferner je vier Proben von Hand, mit Lufthammer und

Fig. 1 und 2.

Fig. 3 und 4.

mit Kniehebel genietet. Außerdem waren zum Vergleich bei je einer weiteren Probe der Reihen 2 A, 3 A und 4 A die Laschen nicht genietet, sondern verschraubt.

Bei den Versuchen wurde das Gleiten der Flacheisen gegen die Laschen und die Bruchbelastung ermittelt. Zum Beobachten des Gleitens dienten bei allen Versuchen Zeigergeräte nach Fig. 5, die an den in Fig. 1 bis 4 mit i bis k und e bis h bezeichneten Stellen zu beiden Seiten des Stoßes angebracht waren. Bei einer größeren Zahl von Versuchen sind daneben Martenssche Spiegelgeräte sowie Anlegemaßstäbe verwendet, außerdem wurden mit besondern Vorrichtungen die Formänderungen der Laschen unter der Wirkung des Leibungsdruckes beobachtet. Die Spiegelgeräte waren nicht wie die Zeigergeräte an den Schmalseiten der Proben angebracht, sondern in einer Bohrung hinter einem Niet. Zur Beurteilung der verschiedenen Meßverfahren muß auf den vorliegenden Bericht verwiesen werden; hier sei nur hervorgehoben, daß das Gleiten am Rande der vernieteten Teile an den Zeigern mit gleicher Sicherheit beobachtet werden konnte, wie in der Mitte hinter den Nieten mit den Spiegelgeräten. Im übrigen zeigten die verschiedenen Meßverfahren übereinstimmend schon bei geringen Belastungen Bewegungen der Meßpunkte. Fig. 6 gibt als Beispiel die Beobachtungen an den Zeigergeräten für drei Proben derselben Reihe, wobei Probe 34 von Hand, 37 mit Lufthammer und 40 mit Kniehebel genietet ist. Aehnlichen Verlauf haben die Schaulinien auch bei allen andern Reihen. Auffallend ist an ihnen, daß die mit Kniehebel genieteten Proben fast ohne Ausnahme einen scharf ausgeprägten Knick zeigen, während die übrigen Schaulinien nahezu stetig verlaufen und nur vereinzelt einen schwachen Ansatz zu dem Knick enthalten. Die Mittelwerte für die Gleitbeobachtungen bei den Versuchsreihen 2 bis 4 sind in Fig. 7 und 8 getrennt für die Proben mit verschiedenartig behandelten Zwischenflächen in Schaulinien aufgetragen. Die gleichartigen Linien haben in beiden Abbildungen gut übereinstimmenden Verlauf. Hieraus folgt, daß es für den Gleitwiderstand ohne Einfluß war, ob die Zwischenflächen nur gebeizt und geölt, oder außerdem noch mit Mennige gestrichen waren. Im übrigen ergibt sich aus der Lage der je drei Linien in den sechs Gruppen, daß das Gleiten unter niedrigen Belastungen bei den mit Kniehebel genieteten Proben wesentlich geringer war als bei den von Hand genieteten Proben, und daß zwischen beiden die Nietungen mit Lufthammer stehen. Bei höheren Belastungen, bei denen das Glei-

Fig. 5.

Fig. 6. Verlauf des Gleitens.

Zahlentafel 1. Abmessungen der Versuchstücke.

(hierzu Fig. 1 bis 4)

Reihe Nr.	Form des Versuchstückes nach	Flacheisen			Laschen			Niete			
		Breite b_1 cm	Dicke a_1 cm	tragender Querschnitt¹) $F_1 = (b_1 - d)a_1$ qcm	Breite b_2 cm	Dicke a_2 cm	tragender Querschnitt¹) $F_2 = (b_2 - d)a_2$ qcm	Anzahl auf jeder Seite des Stoßes	Durchmesser d cm	Gesamtquerschnitt¹) beansprucht auf Schub F_3 qcm	Gesamtquerschnitt¹) beansprucht auf Leibungsdruck F_4 qcm
1	Fig. 1 und 2	10,0	2,4	18,48 (100)	10,0	1,4	21,56 (117)	3	2,3	24,93 (135)	16,56 (90)
2		10,0	2,4	18,96 (100)	10,0	1,4	22,12 (117)		2,1	20,78 (109)	15,12 (80)
3	Fig. 3 und 4	10,0	2,0	15,00 (100)	10,0	1,2	18,00 (120)	2	2,5	19,63 (131)	10,00 (67)
4		10,0	2,0	16,60 (100)	10,0	1,2	19,92 (120)		2,7	22,90 (138)	10,80 (65)

¹) Die in Klammern gesetzten Werte geben die Verhältnisse zwischen den tragenden Querschnitten in derselben Reihe an.

Fig. 7.

Gleitbewegungen der Proben mit gebeizten und geölten Zwischenflächen.

Fig. 8.

Gleitbewegungen der Proben mit gebeizten, geölten und einmal mit Mennige gestrichenen Zwischenflächen.

ten vom Abscheren und Nachgeben der Niete abhängt, verschwindet der Unterschied mehr und mehr, hier zeigen sogar die Proben mit gepreßten Nieten bei einigen Reihen die größten Gleitbewegungen.

Aetzproben, die zur Aufklärung der erörterten Gleiterscheinungen angestellt sind, Fig. 9 bis 11, zeigen, daß die Bohrungen von den Nieten bei allen drei Nietverfahren gleich gut ausgefüllt sind; dagegen lassen sie beachtenswerte Unterschiede in der Form der Köpfe erkennen. Besonders ist die Anlage der Kopfflächen bei den mit der Hand und mit Lufthammer hergestellten Nieten, Fig. 9 und 10, wesentlich schlechter als bei den mit Kniehebel hergestellten Nieten, Fig. 11. Es ist nicht ausgeschlossen, daß hierin das verschiedenartige Verhalten der drei Probenarten gegen Gleiten begründet ist. Hervorgehoben möge aber sein, daß der Gleitwiderstand bei den mit der Hand und mit Lufthammer ausgeführten Nietungen auch dadurch ungünstig beeinflußt sein kann, daß die Proben wegen ihres geringen Gewichtes nicht genügend widerstehende Massen beim Nieten lieferten. Die Belastungen für den Gleitbeginn, die »Gleitbelastungen«, sind nach den an den Zeigern beobachteten Gesamtbewegungen unter Berücksichtigung der bleibenden Bewegungen nach dem Entlasten bestimmt, und zwar an derselben Probe getrennt für die beiden Verbindungen rechts und links vom Stoß. Von der Wiedergabe der Einzelwerte aus sämtlichen Versuchen ist hier Abstand genommen, vielmehr sind in Zahlentafel 2 nur die Mittelwerte für die gleichartigen Proben aufgeführt.

Fig. 9. Probe Nr. 4. Mit der Hand genietet.

Fig. 10. Probe Nr. 8. Mit Lufthammer genietet.

Fig. 11. Probe Nr. 12. Mit Kniehebel genietet.

Im übrigen lassen sich die gefundenen Ergebnisse wie folgt zusammenfassen:

1) Die Nietung mit Kniehebel lieferte bei allen Reihen mit verschiedenen Abmessungen der Proben die höchsten Gleitwiderstände, die Nietung mit Handhammer die geringsten, dazwischen stand die Nietung mit Lufthammer. Das mittlere Verhältnis stellt sich nach Zahlentafel 2 wie

242 : 142 : 100.

2) Die Bruchbelastungen wurden durch die verschiedenartigen Nietverfahren unter sonst gleichen Versuchsbedingungen nicht beeinflußt.

Zahlentafel 2. Ergebnisse der Zugversuche mit den Nietverbindungen.

Abmessungen der Proben nach Fig. 1 bis 4 und Zahlentafel 1.

Mittel für Probe Nr.	Reihe Nr.	Zustand der Zwischenflächen	Art der Nietung	Beginn des Gleitens: festere Verbindung P_1 kg	$\tau_1 = \frac{P_1}{F_3}$ kg/qcm	schwächere Verbindung P_2 kg	$\tau_2 = \frac{P_2}{F_3}$ kg/qcm	Mittel $\frac{P_1+P_2}{2}$ kg	$\frac{\tau_1+\tau_2}{2}$ kg/qcm	Verhältniszahl, die Handnietung = 100 gesetzt	Bruchlast P_3 kg	Bruchspannungen in kg/qcm: Flacheisen $\sigma_1 = \frac{P_3}{F_1}$	Laschen $\sigma_2 = \frac{P_3}{F_2}$	Niete: Schub $\tau = \frac{P_3}{F_3}$	Leibung $\varrho = \frac{P_3}{F_4}$
1 bis 3	1 A	gebeizt und geölt	Hand	16 000	640	16 000	640	16 000	640	100	72 830	3940	3380	**2920**	4400
1 » 3	2 A			13 670	660	12 670	610	13 170	635		63 830	3370	2890	**3070**	4220
22 » 24	3 A			4 000	200	3 000	150	3 500	175		57 330	3820	3180	**2920**	5730
43 » 45	4 A			7 670	340	4 670	210	6 170	275		65 830	**3970**	3300	2880	6100
5 » 7	1 A		Lufthammer	16 000	640	16 000	640	16 000	640	100	73 830	**4000**	3430	**2960**	4460
5 » 8	2 A			18 000	870	12 500	565	15 250	718	116	63 500	3350	2870	**3060**	4200
26 » 29	3 A			10 000	510	7 250	370	8 625	440	246	56 130	**3740**	3120	**2860**	5610
47 » 49	4 A			11 000	480	8 330	370	9 665	425	157	65 830	**3970**	3300	**2870**	6100
										Mittel 154					
9 » 11	1 A		Kniehebel	22 670	910	21 330	850	22 000	880	137	74 000	**4000**	3440	2970	4470
9 » 12	2 A			20 000	960	18 750	905	19 375	933	147	64 500	3400	2920	**3100**	4270
30 » 33	3 A			17 500	895	15 500	795	16 500	845	472	57 500	**3830**	3190	**2930**	5750
50 » 53	4 A			17 500	770	16 250	710	16 875	740	274	68 530	**4120**	3430	2980	6330
										Mittel 258					
1 » 3	1 B	gebeizt, geölt und einmal mit Mennige gestrichen	Hand	20 000	800	13 330	530	16 667	665	100	72 830	**3940**	3380	**2920**	4400
13 » 15	2 B			12 000	580	9 700	470	10 850	525		62 000	**3270**	2800	**2990**	4100
34 » 36	3 B			4 330	220	3 678	185	4 004	203		57 170	**3810**	3170	**2910**	5720
54 » 56	4 B			10 330	440	6 670	290	8 500	365		65 330	**3940**	3280	**2860**	6050
5 » 7	1 B		Lufthammer	17 330	690	16 000	640	16 667	665	100	71 500	3870	3320	**2870**	4320
16 » 18	2 B			12 670	610	11 330	550	12 000	580	110	62 830	3320	2840	**3030**	4150
37 » 39	3 B			8 330	430	6 670	340	7 500	385	187	49 000	**(3270)**	2720	2490	4900
57 » 59	4 B			11 670	510	8 000	350	9 835	430	116	66 330	**4000**	3330	2900	6140
										Mittel 128					
9 » 11	1 B		Kniehebel	26 670	1070	16 000	640	21 335	855	128	73 500	**3980**	3410	2950	4440
19 » 21	2 B			18 330	890	15 330	740	16 830	815	155	62 670	3300	2830	**3020**	4150
40 » 42	3 B			16 670	850	15 000	760	15 835	805	395	54 330	**3620**	3010	2770	5430
60 » 62	4 B			20 000	870	18 330	800	19 165	835	226	66 670	**4020**	3340	2910	6170
										Mittel 226					
4	2	gebeizt und geölt	Schraubenverbindung	8 000	380	(5 000)	(240)	[8 000]	[380]	[61]	60 000	3160	2710	**2890**	3970
25	3			4 000	200	3 000	150	3 500	175	100	56 500	3770	3140	**2880**	5650
46	4			5 000	220	4 000	180	4 500	200	73	66 500	**4010**	3340	2900	6160

Je nachdem der Bruch durch Reißen eines Flacheisens oder Abscheren der Niete erfolgte, sind die Werte in den Spalten σ_1 oder τ durch Fettdruck hervorgehoben. Wenn beide Brucharten vorkommen, sind beide Werte (σ_1 und τ) fett gedruckt.

3) Der Gleitwiderstand war bei zwei Nieten größeren Durchmessers, bezogen auf die Einheit des Scherquerschnittes, geringer als bei drei Nieten von kleinerem Durchmesser. Der Unterschied trat bei der Handnietung am stärksten und bei der Kniehebelnietung am wenigsten hervor.

4) Der Leibungsdruck ergibt sich bei den Proben mit zwei Nieten um 35 vH größer als bei den Proben mit drei Nieten. Die Zugfestigkeit der Flacheisen und die Scherfestigkeit der Niete wird durch diese Unterschiede nicht beeinflußt.

B) Versuche über den Gleitwiderstand bei Anschlüssen mit größeren Nietbildern verschiedener Anordnung.

Ausgeführt sind je drei Versuche mit

1) Dreieck-Nietbildern nach Fig. 12 und 13, Nietdurchmesser = 23 mm,

2) Rechteck-Nietbildern nach Fig. 14 und 15, Nietdurchmesser = 21 mm,

3) Rauten-Nietbildern nach Fig. 16, Nietdurchmesser = 23 mm.

Jedes Nietbild enthielt 15 Niete.

Fig. 12 und 13.

Außerdem ist die Zugfestigkeit der zu den Anschlüssen verwendeten Universaleisen an Längs- und Querproben festgestellt worden.

Die Einzelheiten der Nietanordnung geht aus den Figuren 12 bis 16 und den in der Zahlentafel 3 gemachten Angaben hervor. Die Flächen zwischen Universaleisen und Laschen waren gebeizt, geölt und einmal mit Mennige gestrichen.

Fig. 12 und 13 zeigen zugleich die Art der Einspannung. Zu diesem Zwecke waren die Laschen aus einem 45 mm dicken Walzeisen hergerichtet und im Bereiche des Anschlusses auf 15 mm Dicke abgehobelt. Sie ragten über das Universaleisen hinaus und dienten zum Angriff der Zugkräfte.

Zur Bestimmung des Gleitbeginnes dienten außer den

Fig. 16.

Fig. 14 und 15.

früher erwähnten Zeigergeräten Tastbolzen und Spiegelgeräte, Bauart Martens. Für die Tastbolzen wurden hinter einigen Nieten Löcher von 13 mm Durchmesser gebohrt und in diese Löcher Bolzen sauber eingeschliffen. Der Gleitbeginn sollte an dem Festsitzen der Bolzen festgestellt werden. Zeiger und Spiegelgeräte zeigten den Gleitbeginn mit gleicher Sicherheit an. Die Beobachtungen mit Tastbolzen können dadurch irreführen, daß sich die Tastlöcher lang strecken und dann den Bolzen durch seitliches Klemmen festhalten, bevor Gleiten eintritt. Die Werte fallen dann zu gering aus.

Zusammenfassung der Ergebnisse.

Die Zugversuche mit den aus den Universaleisen entnommenen Flachstäben haben folgende Mittelwerte geliefert:

	Streckgrenze σ_S kg/qcm	Bruchgrenze σ_B kg/qcm	Verhältnis $\frac{\sigma_S}{\sigma_B} 100$	Dehnung $\delta_{11,3}$ vH	Querschnittsverminderung q vH
längs:	2060	3640	57	29,8	58
quer:	2050	3810	54	23,7	42

Zahlentafel 3. Ergebnisse der Zugversuche mit größeren Nietbildern.

Anzahl der Niete: $A = 15$; Breite des Stabes und der Lasche: $b = 50$ cm; Dicke des Stabes: $a = 2,4$ cm; Dicke der Laschen: $a_1 = 1,5$ cm.

Versuch Nr.	Art des Anschlusses	Abmessungen [1]	Beginn des Gleitens						Bruch [2]					
			Gesamtbelastung P	Spannungen in kg/qcm					Gesamtbelastung P_B	Spannungen in kg/qcm				
				in den Nieten	im Stabe		in den Laschen			in den Nieten	im Stabe		in den Laschen	
				Schub $\tau = \frac{P}{f}$	Zug $\frac{P}{F}$	Leibung $\frac{P}{f_1}$	Zug $\frac{P}{F_1}$	Leibung $\frac{P}{f_2}$		Schub $\tau = \frac{P_B}{f}$	Zug $\sigma_1 = \frac{P_B}{F}$	Leibung $\frac{P_B}{f_1}$	Zug $\sigma_2 = \frac{P_B}{F_1}$	Leibung $\frac{P_B}{f_2}$
		qcm	kg						kg					
1 bis 3	Fig. 12 und 13 (Dreieck, Nietdurchmesser $d = 2,3$ cm)	$f = 124,6$ $F = 114,5$ $f_1 = 82,8$ $F_1 = 115,5$ $f_2 = 103,5$	45 870 65 130 77 490	370 523 620	400 570 680	550 783 930	400 563 670	440 630 750	352 570	2830	3060	4250	3050	3410
4 bis 6	Fig. 14 und 15 (Rechteck, Nietdurchmesser $d = 2,1$ cm)	$f = 104,0$ $F = 94,8$ $f_1 = 75,6$ $F_1 = 118,5$ $f_2 = 94,5$	50 000 64 500 77 500	480 620 750	530 680 820	660 860 1030	420 540 650	530 680 820	310 870	3000	3280	4120	2630	3300
7 bis 9	Fig. 16 (Rautenform, Nietdurchmesser $d = 2,3$ cm)	wie bei Versuch 1 bis 3, aber $F_1 = 143,7$	66 880 73 670 87 880	580 593 700	580 645 760	800 888 1060	460 513 610	640 710 840	365 320	2930	3190	4400	2540	3530

[1] Es bedeutet: $f = 2 A \frac{\pi d^2}{4}$ = doppelter Gesamtquerschnitt der Niete (Scherfläche).

$F = (b - d) a$ = (Stabbreite − Nietdurchmesser) × Stabdicke bei den Stäben 1 bis 3 und 6 bis 9 } Nettoquerschnitt des Stabes.
$F = (b - 5 d) a$ bei den Stäben 4 und 5

$f_1 = A a d$ = Anzahl der Niete × Stabdicke × Nietdurchmesser = Lochleibungsfläche des Stabes.

$F_1 = 2 (b - 5 d) a_1 = 2$ × (Laschenbreite − 5 Nietdurchmesser) × Laschendicke = Nettoquerschnitt der Laschen.

$f_2 = A\, 2\, a_1 d$ = Anzahl der Niete × 2 × Laschendicke × Nietdurchmesser = Lochleibungsfläche der Laschen.

[2] Die Versuchstücke brachen durch Abscheren der Niete; bei drei Proben, 2, 3 und 7, brach außerdem eine Lasche.

Die Ergebnisse der Versuche mit den Nietbildern sind in Zahlentafel 3 zusammengestellt. Für die Bruchlasten sind die Mittelwerte angegeben; die Einzelwerte stimmen untereinander gut überein. Bei den Werten für den Gleitbeginn sind außerdem über und unter dem Mittelwert in Schiefdruck die bei den drei Parallelversuchen gefundenen kleinsten und größten Werte eingetragen.

Die Ergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1) Die Proben brachen stets durch Abscheren der Niete.

2) Die Form und Art des Anschlusses hat auf die Festigkeit der Verbindung keinen wesentlichen Einfluß gehabt, die Unterschiede schwankten zwischen 2,3 und 5,7 vH.

3) Die Gleitbelastungen lassen wegen der erheblich voneinander abweichenden Werte keinen sicheren Vergleich zu.

4) Der Vergleich der an den Zerreißproben aus den Universaleisen erzielten Bruchfestigkeiten mit den Ergebnissen der Nietbilder ergibt, daß infolge Abscherens der Niete die Zugfestigkeit des ursprünglichen Materiales nur bis zu rd. 88 vH ausgenutzt ist.

C) **Einfluß der Querschnittschwächung auf die Zugfestigkeit von Flacheisen und Winkeln.**

Untersucht wurden:

1) Flachstäbe, die aus je zwei Universaleisen von 1,2 cm Dicke zusammengenietet waren, und zwar

a) Proben von 13,4 cm Breite, die innerhalb der Versuchlänge 4 Nieten und 5, 5,5, 6, 7, 7,5 und 8 cm Nietabstand in der Längsrichtung hatten, Fig. 17.

b) Proben von 22,2 cm Breite mit 7 Nieten und 4, 5, 6, 7 und 8 cm Nietabstand, Fig. 18. Der Nietdurchmesser betrug für alle Proben 2,3 cm.

Fig. 17.

Fig. 18.

2) Winkeleisen Normalprofil 9 mit je einem Nietloch von 2,1 cm Dmr. in den beiden Schenkeln und 4, 4,5, 5, 5,5, 6 und 6,5 cm Abstand der Lochmitten in der Längsrichtung und 5 und 5,5 cm Wurzelmaß (Abstand der Lochmitte vom Winkelrücken), vergl. Fig. 19.

3) Winkeleisen Normalprofil 9 wie unter 2), aber mit eingezogenen Nieten und unter den Nietköpfen untergelegten Platten von je 8 cm Seitenlänge und 1 cm Dicke, Fig. 20.

Zur Erprobung der Materialfestigkeit sind Zerreißproben

Zahlentafel 4. Ergebnisse der Zugversuche mit den Materialproben und den genieteten Flacheisen.

Stabform nach	Materialproben: ins Amt eingeliefert: Streckgrenze σ_S kg/qcm	Bruchgrenze σ_B kg/qcm	im Amt entnommen: Streckgrenze σ_S kg/qcm	Bruchgrenze σ_B kg/qcm	Flacheisen: Stab Nr.	Abmessungen [1] in cm und qcm	Längsabstand der Niete l_1 bis l_4 cm	Belastungen in kg: Streckgrenze geschwächter Stabteil P_S	Streckgrenze Stabteil ohne Löcher P_S	Bruch P_B	Spannungen in kg/qcm: Streckgrenze geschwächter Stabteil $\sigma_S' = \frac{P_S}{f}$ Einzelwerte	Mittel	Stabteil ohne Löcher $\sigma_S'' = \frac{P_S}{F}$ Einzelwerte	Mittel	beim Bruch $\sigma_B = \frac{P_B}{f}$ Einzelwerte	Mittel
	2630 2190	3950 3380	— 2980	— 4060	1 63		5,0	52 970 71 500	— 103 060	102 820 107 410	1990 2690	*100* 2340 *90*	— 3220	*145* 3220 *107*	3870 4040	*109* 3955 *100*
	2380 2380	3670 3670	2470 2380	3840 3720	47 47a		5,5	62 630 62 630	87 740 88 210	107 060 108 280	2350 2350	*99* 2350 *97*	2730 2740	*114* 2740 *112*	4020 4070	*110* 4045 *107*
Fig. 17 4 Niete	2340 2830 2190	3540 4100 3380	— — 2110	— — 3200	5 9 9a	$b_1 = 4,4$ $b_2 = 4,5$ $f = 26,6$ $F = 32,16$	6,0	66 330 74 730 53 580	— 91 580 71 500	(93 700)[2] 106 320 91 860	2490 2810 2010	*99* 2440 *95*	— 2850 2220	*100* 2540 *104*	(3520)[2] 4000 3450	*100* 3725 *108*
	2830	4100	—	—	10		7,0	72 000	93 000	109 830	2710	*96* 2710 —	2890	*101* 2890 —	4130	*101* 4130 —
	2720	4290	2870	4000	39		7,5	77 750	91 560	117 000	2920	*107* 2920 *102*	2850	*107* 2850 *98*	4400	*102* 4400 *110*
	2720	4290	2770	3940	40		8,0	77 750	84 660	117 780	2920	*107* 2920 *105*	2630	*96* 2630 *94*	4430	*103* 4430 *113*
	2290	3630	—	—	2	$b_1 = 6,0$ $b_2 = 4,5$ $f = 39,36$ $F = 50,40$	4,0	107 040	—	151 720	2540	*71* 2540 —	—	—	3600	*99* 3600 —
	2430 2780	3590 4110	—	—	6 11		5,0	104 000 109 830	— 137 930	— 175 150	2460 2600	*98* 2530 —	— 2590	*94* 2590 —	— 4150	*101* 4150 —
Fig. 18 7 Niete	2780 2730 2960	4110 4100 4010	— 2910 2780	— 4440 4010	12 12' 12a	$b_1 = 6,6$ $b_2 = 4,5$ $f = 42,2$ $F = 53,28$	6,0	116 860 116 070 116 070	144 730 143 470 152 460	182 720 191 320 189 260	2770 2750 2750	*98* 2760 *97*	2720 2690 2860	*99* 2760 *99*	4330 4530 4480	*109* 4450 *107*
	2780 2700 2700	4520 3870 3870	2570 2310 2180	3950 3400 3250	41 41' 41a		7,0	119 470 98 630 89 600	140 640 124 700 105 400	192 960 167 660 149 620	2830 2340 2120	*89* 2430 *103*	2640 2340 1980	*87* 2320 *99*	4570 3970 3550	*99* 4030 *114*
	2780	4520	2510	3880	42		8,0	119 470	133 550	193 520	2830	*102* 2830 *113*	2510	*94* 2510 *101*	4590	*101* 4590 *118*

[1]) b_1 = Abstand der Nietlöcher quer voneinander; f = kleinster Querschnitt; b_2 = Abstand der Nietlöcher quer vom Rande; F = voller Querschnitt.

[2]) Stab im Kopf gerissen.

Fig. 19. Fig. 20.

vom Werke mit eingeliefert und den nicht gestreckten Köpfen der Flachstäbe nach ihrer Prüfung im Amt entnommen.

1) Flacheisen.

Bei den Versuchen wurde die Streckgrenze für den durch Nietlöcher geschwächten Teil und für das volle Material getrennt bestimmt.

Fig. 21.

Einfluß des Längsabstandes l der Nietmitten.

Die Ergebnisse sind in der Zahlentafel 4 zusammengestellt, die auch die Festigkeitseigenschaften der ins Amt eingelieferten, sowie der im Amt entnommenen Zerreißproben enthält. Die Werte in Schiefdruck stellen das Verhältnis zwischen der im Flachstab ausgenutzten und der durch Zerreißproben ermittelten Materialfestigkeit dar, indem die letztere = 100 gesetzt wurde. Die Werte über den Mittelwerten beziehen sich auf die eingelieferten, die Werte unter den Mittelwerten auf die im Amt entnommenen Zerreißproben. Letztere sind die maßgebenderen und in Fig. 21 in Schaulinien aufgetragen.

Die in Zahlentafel 4 und Fig. 21 verzeichneten Ergebnisse lassen erkennen, daß die Spannung an der Streckgrenze der Stäbe sowohl bei 4, als auch bei 7 Nieten durch die Nietschwächung geringer ist als an der Streckgrenze des ursprünglichen Materiales, sofern der Längsabstand der Nietmitten 6 cm und weniger beträgt. Wird l größer als 6 cm gemacht, so steigt die Streckgrenze des Stabes über die des Materiales und um so mehr, je größer l ist.

Die Bruchgrenze war bei den Proben mit 4 Nieten bei dem Längsabstand $l = 5$ cm gleich der Materialfestigkeit und nahm mit wachsendem Längsabstande zu. Aus den Stäben mit 7 Nieten und $l = 4$ und 5 cm konnten keine Zerreißstäbe mehr entnommen werden. Bei $l \geq 6$ cm war aber die Stabfestigkeit ebenfalls größer als die Materialfestigkeit, und der Unterschied wuchs auch hier mit zunehmendem Nietabstand. Fig. 22 zeigt den Bruchverlauf. Mit Ausnahme des Stabes 11 lagen die Brüche bei den Flacheisen stets übereinander. Die ausgezogene Linie gibt bei Stab 11, Fig. 22, den Bruchverlauf des einen, die punktierte Linie den des andern Flacheisens an. Der verschiedenartige Bruchverlauf läßt darauf schließen, daß sowohl bei den Proben mit 4 als auch mit 7 Nieten bei 6 cm Nietabstand etwa die Grenze liegt, bei der die Stäbe schräg reißen. Bei größeren Nietabständen brechen die Stäbe senkrecht.

Fig. 22.

Bruchverlauf bei den Universaleisen. Beginn bei a und fortlaufend bis c.

Stab Nr.	Form A	Stab Nr.	Form B
1	l=5,0	2	l=4,0
63	l=5,0	6	Bruch am Auge
47	l=5,5	11	l=5,0
47a	l=5,5	12	l=6,0
5	l=6,0	12'	l=6,0
9	l=6,0	12a	l=6,0
9a	l=6,0	41	l=7,0
10	l=7,0	41'	l=7,0
30	l=7,5	41a	l=7,0
40	l=8,0	42	l=8,0

Fig. 23.

Bruchverlauf bei den Winkeleisen. Beginn bei a und fortlaufend bis d.

Zustand	Stab Nr.	Wurzelmaß cm	l cm	Bruchverlauf	Stab Nr.	Wurzelmaß cm	l cm	Bruchverlauf
I ohne Niet	3		4,0		4		4,0	
	7		4,5		8		4,5	
	13		5,0		14		5,0	
	15		5,5		16		5,5	
	43	5,0	6,0		44	5,5	6,0	
	45		6,5		46		6,5	
II mit Niet	48		5,5		49		5,5	
	50		6,0		51		6,0	
	52		6,5		53		6,5	

2) und 3) Winkeleisen.

Zum Festlegen der Streckgrenze sind die Dehnungen an beiden Schenkelrändern und am Winkelrücken symmetrisch zu den in den Schenkeln angebrachten Löchern auf 20 cm Länge mit Martensschen Spiegelgeräten beobachtet worden. Die gefundenen Dehnungswerte lassen einen gesetzmäßigen Einfluß des Nietabstandes nicht erkennen. Die Ergebnisse für die Streck- und Bruchgrenze sind in Zahlentafel 5 zu-

Zahlentafel 5. Ergebnisse der Zugversuche mit den Winkeleisen Fig. 20.

Proben 3 bis 46 ohne Niete; Proben 48 bis 53 mit eingezogenen Nieten und Unterlegscheiben.

Stab Nr.	Materialproben: Spannungen σ_S kg/qcm	σ_B kg/qcm	Dehnung $\delta_{11,3}$ vH	Winkeleisen: Abmessungen [1] in cm und qcm	Längsabstand l der Lochmitten cm	Belastungen: Streckgrenze P_S kg	Bruchgrenze P_B kg	Spannungen: Streckgrenze $\sigma_S = \frac{P_S}{f}$ kg/qcm	Bruchgrenze $\sigma_B = \frac{P_B}{f}$ kg/qcm
3	2170	3740	31,3		4,0	32 090	45 870	*110* 2380	*94* 3540
7	—	—	—		4,5	37 420	57 180	— 2770	— 4100
13	2720	3990	22,0	$b_2 = 5,0$ $d = 2,1$ $f = 13,5$	5,0	35 100	53 670	*96* 2600	*100* 3980
15	2740	3990	24,1		5,5	35 100	52 610	*95* 2600	*98* 3900
43	2710	4020	27,7		6,0	39 740	55 400	*108* 2940	*102* 4100
45	2710	4020	27,7		6,5	35 100	55 510	*96* 2600	*102* 4110
4	2170	3740	31,3		4,0	32 500	46 400	*110* 2390	*94* 3440
8	—	—	—		4,5	39 740	57 010	— 2940	— 4220
14	2720	3990	22,0	$b_2 = 5,5$ $d = 2,1$ $f = 13,5$	5,0	38 810	51 820	*105* 2870	*96* 3810
16	2740	3990	24,1		5,5	39 740	52 190	*107* 2940	*97* 3870
44	2710	4020	27,7		6,0	37 420	56 110	*102* 2770	*103* 4160
46	2710	4020	27,7		6,5	39 740	56 920	*108* 2940	*105* 4220
48	3155	4055	20,5		5,5	53 580	70 230	*96* 3040	*98* 3990
50	2790	3940	21,7	$b_2 = 5,0$ $d = 2,1$ $f = 17,6$	6,0	57 230	71 500	*116* 3250	*103* 4060
52					6,5	57 040	72 500	*116* 3240	*104* 4120
49	3155	4055	20,5		5,5	53 580	68 670	*96* 3040	*96* 3900
51	2790	3940	21,7	$b_2 = 5,5$ $d = 2,1$ $f = 17,6$	6,0	57 450	71 110	*117* 3260	*102* 4040
53					6,5	55 000	70 630	*112* 3160	*102* 4010

[1] b_2 = Abstand der Lochmitte vom Rücken (Wurzel). d = Lochdurchmesser. f = Querschnitt.

sammengestellt und den mittleren Materialfestigkeiten gegenübergestellt. Ueber den Mittelwerten sind wiederum in Schiefdruck die berechneten Verhältniszahlen angegeben. Die zur Feststellung der Materialproben verwendeten Zerreißproben waren mit den Winkeleisen zugleich eingeliefert worden.

Fig. 23 zeigt den Verlauf der Brüche, die eingeschriebenen Buchstaben *a* bis *d* geben die Reihenfolge der Brüche an.

Bei den Proben ohne Niete gingen die Brüche für l = 4 bis 5,5 cm Lochabstand schräg durch beide Nietlöcher, bei größerem Lochabstand und bei den Proben mit eingezogenen Nieten und Unterlagplatten ging der Bruch senkrecht zur Achse nur durch ein Loch, zum zweiten Loch führten Anrisse.

Aus den in Zahlentafel 5 angegebenen Verhältniszahlen geht hervor, daß bei den Winkeleisen ohne Niet die Streckgrenze innerhalb des durch die Versuche gedeckten Bereiches durch den Längsabstand der Lochmitten nicht gesetzmäßig beeinflußt ist; die Bruchgrenze ist für die Winkeleisen bis zu 5,5 cm Lochabstand, d. h. so lange schräger Bruch erfolgte, kleiner, bei größerem Lochabstande, d. h. bei Querbruch, größer als die Materialfestigkeit. Bei den Winkeleisen mit Niet ist sowohl die Streckgrenze als auch die Bruchgrenze bei dem Nietabstand l = 5,5 cm kleiner, bei größerem Nietabstand größer als die zugehörige Materialfestigkeit. Der Unterschied ist für die Bruchfestigkeit nur gering, dagegen recht erheblich für die Streckgrenze, wobei zu beachten bleibt, daß der Querschnitt der Unterlagplatten nicht berücksichtigt ist.

Fig. 24 und 25.

Fig. 26 und 27.

D) Versuche über das Abbiegen von Winkelschenkeln.

Untersucht wurden je zwei Proben 17 und 17a sowie 18 und 18a gleicher Stabform nach Fig. 24 und 25 sowie 26 und 27, bestehend aus zwei stumpfgestoßenen Universaleisen von 39 cm Breite und 1 cm Dicke, die an der Stoßstelle durch 4 kreuzförmig angeordnete Winkeleisen, Normalprofil 10, verbunden waren. Bei der zweiten Anordnung (18 und 18a), Fig. 26 und 27, war zwischen die Stoßstellen ein Blechstreifen von 1 cm Dicke gelegt.

Fig. 28.

Verlauf der Formänderungen bei den Proben ohne Blechzwischenlage.

Fig. 29.

Verlauf der Formänderungen bei den Proben mit Blechzwischenlage.

Bei den Versuchen wurde

1) das Gleiten der Universaleisen gegen den unteren Winkel durch ein Zeigergerät und

2) das Abbiegen der beiden nach oben gerichteten Winkelschenkel durch eine Rollenvorrichtung beobachtet.

Die Beobachtungswerte sind in den Figuren 28 und 29 in Schaulinien aufgetragen, in denen die Linienzüge *a* und *b* das Gleiten der Universaleisen und *c* das Abbiegen der Winkelschenkel darstellt.

Der Verlauf der Schaulinien zeigt folgendes:

1) Gleiten des Universaleisens trat schon bei geringen Beanspruchungen ein und war für alle vier Proben annähernd gleich groß und zunächst stetig, bis zu etwa 40 t.

2) Das Abbiegen der Winkelschenkel war bei den Proben ohne Blechzwischenlage geringer als bei den Proben mit Blecheinlage, insbesondere bei geringen Belastungen bis zu etwa 20 t.

Die gefundenen Bruchlasten betrugen im Mittel für die Proben ohne Blechzwischenlage, Fig. 24 und 25, 63090 kg,

Fig. 30.

Fig. 31.

für die Proben mit Blechzwischenlage, Fig. 26 und 27, 63990 kg.

Hiernach hat die Blechzwischenlage keinen nennenswerten Einfluß gehabt.

In den Schaubildern Fig. 30 und 31 ist der Bruchverlauf je eines Versuchstabes wiedergegeben. Der Bruch erfolgte durch Abreißen der auf Zug beanspruchten Niete. Bei den beiden andern Proben brach je ein Schenkel des Winkeleisens, der senkrecht zur Zugrichtung stand, infolge Biegung und Schub, bei Probe 18a kam außerdem Zug durch die Wirkung der Blechzwischenlage hinzu.

Das Schimmelwerk in Chemnitz.[1]

Von Direktor Dr.-Ing. ehrenh. G. Rohn.[2]

(hierzu Textblatt 15)

Das Unternehmen der Oscar Schimmel & Co. A.-G., das im Vorjahre sein 50jähriges Bestehen feiern konnte[3], besaß vor der Errichtung seines jetzigen Werkes eine Maschinenfabrik in der inneren Stadt Chemnitz, eingebettet zwischen andern Fabriken. Das hinderte eine wesentlichere Erweiterung, so daß man nach 25jährigem Bestande der alten Fabrik an die Anlage des neuen, damals als erste Chemnitzer Maschinenfabrik an die Eisenbahn angeschlossenen Werkes herantrat. Dieses wurde bei der Aufgabe der alten Fabrik vor 15 Jahren erweitert und bis zu dem schon bei der Anlage angenommenen Umfang ausgebaut. Unter dem verstorbenen Gründer der Fabrik habe ich an dieser Erweiterung gearbeitet und sie dann vollendet, wie auch, veranlaßt durch einen vorjährigen Teilbrand, eine durch neuere Erfahrungen bedingte Umänderung und Vergrößerung durchgeführt.

Das Werk als mittelgroße Maschinenfabrik für den Bau von Arbeitsmaschinen ist mit allem Zubehör (Eisen- und Metallgießerei, Kupfer- und Blechschmiede, Verzinkerei, Blankzieherei usw.) ausgerüstet. Die Eigenart der gebauten Textilmaschinen (für Spinnerei und Ausrüstung) erfordert einerseits Einrichtungen für Massenherstellung, anderseits solche für viele Klein- und Einzelarbeit mit den verschiedensten Stoffen, so z. B. auch mit Gips und dergl. Diese Maschinen setzen sich einesteils aus vielen Hunderten kleiner Guß- und Schmiedeisenteile von einem Durchschnittsgewicht von etwa 2 kg, andernteils aus größeren Stücken bis zu 2 t Gewicht zusammen; in ausgedehntem Maße finden dabei Metall und Holz Anwendung, auch ist viel Blecharbeit verschiedenster Art erforderlich.

Die Anordnung der Gebäude des Werkes und damit die Ausnutzung des gegebenen Grundstückes veranschaulicht Fig. 1, die gleichzeitig die bauliche Entwicklung erkennen läßt. Diese ist nicht von Straßengebäuden, sondern von einem Mittel- oder Herzstück (der Krafterzeugung *C*) ausgegangen. Das für die Anlage des Werkes verfügbare Grundstück hat eine Fläche von 39000 qm, von denen bisher 80 vH ausgenutzt sind, so daß noch eine ziemlich große Fläche zur Erweiterung vorhanden ist, wie das für jedes Unternehmen erforderlich ist. Von der ausgenutzten Grundfläche sind 13500 qm oder 43 vH mit Gebäuden bedeckt, wovon 3 vH auf Verwaltungszwecke, reichlich 12 vH auf Lagerschuppen, reichlich 1 vH auf Wirtschaftszwecke und die übrigen 11100 qm auf Werkstättengebäude entfallen.

Der Trennung der verschiedenen Arbeitsabteilungen einer Maschinenfabrik und der Hauptgattungen der gebauten Maschinen entsprechend, und mit Rücksicht auf die Sicherheit bei Bränden, welche sich bei dem im vorigen Jahr infolge großer Dürre im Holzlager entstandenen Feuer zu bewähren hatte, setzt sich das Werk aus getrennten, in Abständen von reichlich 10 m in gleicher Richtung nebeneinander und quer dazu liegenden Gebäuden zusammen, die, abgesehen von denen für feuergefährlichere Arbeiten, mehrgeschossig sind, um den erforderlichen großen Flächenraum zu gewinnen. Für den Bau von Arbeitsmaschinen würden nur ebenerdige Gebäude eine für die lebhafte Zwischenüberführung der vielen Maschinenteile ungünstigere Ausdehnung ergeben. Die aufgeführten Gebäude haben eine nutzbare Gesamtbodenfläche von 24250 qm, also reichlich das Doppelte der Gebäudegrundfläche, von denen von den Werkzeugmaschinen mit ihrem Bedienungsraum 45 vH oder rd. 11000 qm, für den Zusammenbau der Maschinen oder die Schlosserei 20 vH oder 5000 qm, für Verwaltungsräume 1200 qm, für Lager 5000 qm, davon 1120 qm für Modellaufbewahrung, für Krafterzeugung 840 qm oder 3,5 vH, für Wohnräume 550 qm, für gesundheitliche und Wohlfahrtseinrichtungen reichlich 650 qm oder rd. 2,5 vH beansprucht werden.

Fig. 1.

Bauliche Entwicklung des Schimmelwerkes.

Maßstab 1 : 2500.

Staatseisenbahn

Bauabschnitte: 1887, 1888, 1898, 1899, 1904, 1905, 1907, 1910, 1911, 1912

Eisenbahn

A Werkverwaltung
D Hauptdreherei
G Gießerei
H Roheisen-, Gieß- und Holzschuppen
I Kistenschuppen
K Klempnerei
L Krempelbau
M Lager fertiger Maschinen
P Putzerei
R Feinspinnmaschinenbau
S Schmiede
T Tischlerei
U Formsand und Koks
V Geschäftsführung
W Stall und Geschirrhaus

Das Werk hat Anschluß an die Staatseisenbahn und wird von insgesamt 850 m Normalspurgleisen durchzogen, die aus dem von der Lokomotive bedienten Zuführgleis drei längs den Gebäuden verlaufenden Zweigen und einem gemeinsamen Quergleis mit Drehscheiben bestehen, so daß die Zugänglichkeit zu allen Gebäuden gesichert ist. Ausgedehnte Schmalspurgleise quer und auch längs zu den Gebäuden schaffen eine weitere Verbindung für die Zwischenförderung der Maschinenteile.

Das Gelände des Werkes steigt sanft an. Das Erdreich ist zur Herstellung ebener Höfe teilweise abgegraben und

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 40 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2] Der langjährige bewährte Mitarbeiter unserer Zeitschrift auf dem Gebiete des Textilmaschinenwesens, Hr. Direktor G. Rohn, ist von der Technischen Hochschule Dresden aus Anlaß seiner 30 jährigen leitenden Tätigkeit in der Firma Oscar Schimmel & Co. A.-G., Chemnitz, wegen seiner hervorragenden Verdienste um den heimischen Textilmaschinenbau durch die Ernennung zum Dr.-Ing. ehrenhalber ausgezeichnet worden.

[3] s. Z. 1911 S. 1087.

aufgefüllt, so daß hinter den Gebäuden hochliegende Flächen geschaffen sind; so hat die Gießerei einen oberen Hof für das Roheisen und die Koks, und ein Schmelzofenaufzug ist erspart.

An der Zufahrtstraße liegen am Eingang zum Werke rechts das Geschäftsführungsgebäude V für die kaufmännische und die technische Hauptarbeit, links die Hauptwerkverwaltung A (Arbeiterbuchführung, Zeugausgabe, Speisesaal usw.) mit angesetztem Kistenschuppen I. Senkrecht zu diesen Gebäuden liegen links vom Zufahrtgleis, neben dem sich rechts ein feuersicherer Schuppen H für Rohholz und Schmiedeisenzeug befindet, die Tischlerei T, das Werkstattgebäude R für den Großwasch- und Feinspinn-Maschinenbau und mit zwischenliegendem Drehereigebäude D das Werkstattgebäude L des Faserbearbeitungsmaschinen- und Krempelbaues. Hinter diesem befindet sich die Gießerei G und daneben nach dem Zufahrtgleis zu die Eisen- und Kupferschmiede S und die Klempnerei K.

Die Ausführungsart der Gebäude ist aus dem Grundriß Fig. 2 und den Längs- und Querschnitten Fig. 3 bis 7 ersichtlich. Von den drei gleichliegenden Hauptgebäuden R, D und L sind die beiden seitlichen dreigeschossig, das mittlere zweigeschossig, damit den Mittelgeschossen der ersteren, da sie Aufbauwerkstätten enthalten, auch von der Seite des Mittelgebäudes gutes Seitenlicht zuströmen kann. Das Mittelgebäude D enthält in seinem vorderen Teil im Untergeschoß schwere Dreherei und Bohrerei sowie Trockenschleiferei und Werkzeugschmiede, im Obergeschoß leichte Dreherei, Räderschneiderei und Werkzeugschlosserei, im Dachboden Niederlage für Kleindrehereiteile, im hinteren Teil das Haupt-Dampfkessel- und Maschinenhaus, daneben Naßschleiferei, Blechschweißerei, Stangenrichterei, galvanische Verzinkung usw. Die Seitengebäude enthalten im Erdgeschoß die schweren Werkzeugmaschinen (Hobel- und Fräs-, Bohr- und Drehbänke), die zum Teil von einem im Obergeschoß laufenden Kran durch einen Deckendurchbruch be-

Fig. 2.

Erdgeschoßgrundriß der Gebäude des Schimmelwerkes.
Maßstab 1 : 1000.

dient werden. Diese Krane bedienen auch Teile des Obergeschoßfußbodens, soweit dort auch schwerere Maschinen, Fig. 8, Textblatt 15, zusammengebaut werden. Ganz schwere Maschinen werden unter den Kranlaufbahnen in den Erdgeschossen aufgebaut. Das zweite Obergeschoß des Gebäudes *R* hat freitragendes Dach mit langem Firstfenster, enthält also einen 80 m langen, 18 m breiten, durch keinerlei Säulen beeinträchtigten Raum, Fig. 9, Textblatt 15, für die bequeme Aufstellung der langen Feinspinnmaschinen. Einen ähnlichen Raum mit Ober- und gutem Seitenlicht bietet der Anbau des Gebäudes *L* in seinem Obergeschoß für den Aufbau der Krempeln, Fig. 10, Textblatt 15. In den Obergeschossen dieser beiden Gebäude befinden sich vorne, durch feuersichere Mauern getrennt, Räume für das Anstreichen der Teile der fertigen Maschinen. Diese Räume stehen durch Aufzüge mit den im Erdgeschoß darunter befindlichen Einpack- und Verladeräumen in Verbindung. Die Fahrbühnen der Aufzüge gestatten das Einbringen bis 7 m langer Gegenstände. Die Packräume haben angebaute Wellblech-Ladehallen für die durchfahrenden Eisenbahnwagen, die von dem Packraum aus durch Handlaufkrane bedient werden. Der Dachbodenraum des Gebäudes *L*, Fig. 11, Textblatt 15, dient zur Aufbewahrung der in großer Zahl vorhandenen älteren und seltener gebrauchten Modelle, ebenso der gleiche Raum im Vorderteil des Gebäudes *R*.

Maßstab der Figuren 3 bis 7 1 : 1000.

Fig. 3.

Querschnitt durch die Hauptgebäude.

Fig. 4.

Querschnitt durch die Hintergebäude.

Fig. 5.

Querschnitt durch das Verwaltungsgebäude und die Klempnerei, Längsschnitt durch den Feinspinnmaschinenbau.

Fig. 6.

Längsschnitt durch den Krempelbau und die Gießerei.

Fig. 7.

Längsschnitt durch die Holzbearbeitung.

Die **Gießerei** hat eine 9 m hohe Großgießhalle, Fig. 12 Textblatt 15, mit oberem Seiten- und Dachlicht, an welche sich linksseitig ein Hallenanbau für die Klein- oder Handformerei, rechtsseitig der Anbau für die Schmelzöfen, die Gelbgießerei mit zwei Tiegelöfen und eigener Formtrockenkammer, dann 3 Großtrockenkammern für Walzenformen und Kerne sowie das Kraftwerk anschließen. Die Gießerei hat 2250 qm Grundfläche und, um unabhängig zu sein, eine eigene Dampfanlage mit zwei Kesseln von zusammen 115 qm Heizfläche und einer Betriebsmaschine von 45 PS, die das Schmelzgebläse unmittelbar, die andern Gießereimaschinen (Krane, Sandaufbereitung usw.) aber durch elektrische Kraftübertragung antreibt. Diese Anlage versorgt auch die Hämmer und Maschinen der Schmiede und der Kupferschmiede im hinteren Teile des Schmiedegebäudes.

Die Großgießhalle hat 2 Längsfelder, von denen das eine durch 2 elektrische Laufkrane von 2,5 und 5 t Tragkraft, das andre durch 2 Hand-Laufkrane bedient wird. Die beiden abwechselnd im Betriebe befindlichen Schmelzöfen haben einen Vorherd und einen nur 4 m hohen, oben 1 m weiten Schacht. Es werden darin mit einer Windpressung von 700 mm Wassersäule durchschnittlich 5 t stündlich geschmolzen. Bemerkenswert ist, daß nach Fig. 4 die Schachtöfen *o* oben nicht frei ausblasen; vielmehr befinden sich über ihnen die abgedeckten seitlich zugänglichen Beschickungskammern *a*, aus denen die Gichtgase durch seitliche Oeffnungen in eine Mittelkammer und weiter in eine über den Beschickungskammern angeordnete große Kammer *b*

—

tes
id-
ch
ler
as-
en
or-
nn
en.
eß-
en.
er-
are
rn-
Der
en-
im
rmt

em
ell
rer
zu
ede
ige
das
em
die
en-
rch
der

qm
elen
lech
und
und
von
itet.
eten
rei
and-
mit
nem
inen
t 15,
und
von
an-
iten-
ihrer
schi-
ken-
ende
wird.
schi-
beim
Der
und
Kam-
nken-
eige-
m ge-
oden.
, daß
Höhe
ksicht
t sich
Luft-
rdern

ei be-
ölzer,
raum
utzten
eiden

d
g
F
sc
E
b
e
S

beq
ähn
Anl
bau
ges
feue
der
dur

gelangen. Durch Brechung des Gasstromes scheidet sich die mitgerissene Flugasche ab, und die reinen Gichtgase treten aus der großen Kammer *b* durch ein feuerfest ausgefüttertes Rohr *c* und eine senkrechte Kammer *d* nach unten in den großen Schornstein *e*, der mit einem feuerfesten Futter von 12 m Höhe und mit äußeren Spannringen versehen ist. In der senkrechten Kammer *d* scheidet sich nochmals Flugasche ab. Gegen schädliche Folgen von Nachzündungen der Gichtgase schützt eine nur lose angelegte, also bei Stauungen sich frei öffnende Sicherheitstür *f* in dieser Kammer *d*.

Der nur 4 m hohe Gichtboden schließt sich an das Gelände an, so daß Koks und Roheisen von den Lagerplätzen im oberen Fabrikhofe mit Schmalspurwagen unmittelbar angefahren werden können; ebenso frischer Formsand usw. in die neben dem Gichtboden liegende Aufbereitung, aus der dann der fertige Formsand nach unten in die Mischmaschine und die Vorratbehälter fällt.

Bei den vom Schimmelwerk gebauten Maschinen kommen gußeiserne Hohltrommeln bis zu 2 m Dmr. und 3,5 m Länge vor. Für ihren Guß sind zylindrische Hohlformen und Kerne aus Lehm und Formmasse erforderlich, die mehreremale gebrannt und getrocknet werden müssen. Die Einrichtung zum Ein- und Ausbringen dieser Körper aus den Trockenkammern veranschaulicht Fig. 13. Da zur Formung der Körper Spindeln notwendig sind, ist die Decke der Trockenkammer mit abzudeckenden Querschlitzen *i* versehen, durch welche diese Spindeln *s* mit Hülfe von Flaschenzügen *f* aus den Formkörpern *k* herausgezogen, aber auch letztere selbst seitlich versetzt werden können. Die Körper *k*, die auch selbst auf Rollwagen stehen können, kommen so in die Mitte der Kammer unter zwei Trägern *e*, auf denen wieder ein Flaschenzug läuft, der die Körper *k* erfaßt und nach außen in die Gießhalle bringt, wo sie vom Laufkran *L* beliebig versetzt werden können. Wegen der beschränkten Höhe der Trockenkammer, die höher zu machen wegen unnützer Heizung eines großen Raumes auch unwirtschaftlich wäre, ist für die — seltener vorkommenden — höheren Formkörper in der Trockenkammer eine Grube *m* vorgesehen, die sich in die Gießhalle fortsetzt und für gewöhnlich abgedeckt und an der Stelle der Kammertür durch eine ausgebbare Wand *w* geteilt ist. Die Trockenkammern werden durch von außen schürbare Koksherde geheizt; der Rauch zieht durch Fußbodenkanäle *u* nach dem großen Schornstein *e* ab.

Fig. 13.
Einrichtung der Kerntrockenkammer.

Die Gießerei hat eigene Schlosserei über der Kernmacherei und eigene Tischlerei, die im Obergeschoß des Vorderteiles und in einem besondern Schuppen untergebracht ist. Die Gußputzerei für die kleinen Teile befindet sich im Gießereigebäude selbst beim Eingang; sie hat einen kleinen Sandstrahltisch und eine im Gehäuse laufende Trommel.

Die Hauptputzerei liegt im anschließenden Erdgeschoß des linksseitigen Hochgebäudes *L* und ist mit einem großen Sandstrahltisch, einer Freisandstrahlkammer, einem Gittertisch und den nötigen Schleifscheiben ausgestattet. Zwischen der Gießerei und der Putzerei ist der Hofraum mit einem Glasdach überdeckt, um das Handputzen der Trommeln, Walzen und andrer großer Lehmgußteile geschützt im Freien vornehmen zu können. Ein Teil dieses Freiputzraumes kann im Winter durch Türen auch seitlich abgesperrt werden. Die Gebläseluft wird durch 2 elektrisch angetriebene Preßpumpen erzeugt, die in einem Anbau der Gießerei stehen.

Bei der Schmiede, Fig. 14, Textblatt 15, ist die unterirdische Rauchabführung von den Feuerhauben durch Rohre nach einem Fußbodenkanal *r*, Fig. 4, und weiter zum Schornstein der mittleren Dampfkesselanlage bemerkenswert. Der Bläser für die Schmiedefeuer liegt im Freien an der Rückenstirnwand des Mittelgebäudes *D* und das Windblasrohr im Abzugkanal *r* der Feuergase, so daß der Wind vorgewärmt wird.

Die Schmiede ist mit einem Dampfhammer, einem elektrisch angetriebenen Luftdruckhammer und einem schnell arbeitenden Exzenter-Freifallhammer ausgestattet; letzterer dient besonders zum Ausstrecken der aus dem Vollen zu schmiedenden Spinnflügelarme. Weiter sind in der Schmiede 2 Kaltsägen und eine Ziehbank für Formeisen sowie einige Handhülfsmaschinen untergebracht. Die Beizerei für das Zieheisen liegt außerhalb an der Klempnerei unter einem Schutzdach mit der Beizerei für Messingstücke und für die auf galvanischem Wege zu verzinkenden Wäschereimaschinenteile. Die Verzinkung geschieht in einem von außen durch eine Treppe zugänglichen, im Mittelgebäude *D* über der Gasglühschweißerei befindlichen Raume.

Die Klempnerei, Fig. 15, Textblatt 15, ist mit 600 qm für eine Maschinenfabrik ziemlich groß, was durch die vielen erforderlich werdenden Teile aus Weiß- und Schwarzblech bedingt wird. Sie ist als säulenlose Halle mit Ober- und großem Seitenlicht sowie Holzpflasterboden ausgeführt und reichlich mit Hülfsmaschinen (15 Stück) ausgerüstet, von denen die Mehrzahl mit elektrischem Gruppenantrieb arbeitet.

Die ganz neu an Stelle der beim Brande vernichteten Lagerschuppen möglichst feuersicher errichtete Tischlerei mit 1000 qm Grundfläche besteht aus 2 Teilen, der Handtischlerei, Fig. 16, Textblatt 15, d. h. dem Hobelbanksaal mit vorgesetzter Kistenbauhalle, welche beide einige von einem Bodenkanal aus angetriebene Sägen und Schleifmaschinen enthalten, und der Maschinentischlerei, Fig. 17, Textblatt 15, die unterkellert ist. Die vorhandenen Sägen, Abricht- und Hobelmaschinen werden von der im Keller liegenden, von einem Haupt-Elektromotor gedrehten Transmissionswelle angetrieben. Die Späne fallen von den nach unten arbeitenden Maschinen in den Keller, aus dem sie je nach ihrer Art getrennt verwertet werden. Die Drehbänke, Stemmaschinen und kleineren Bohrmaschinen werden von einer Deckenwelle angetrieben, welche wie die im Bodenkanal liegende Welle vom Motor der Hauptwelle ausrückbar gedreht wird. Die Späne der über dem Arbeitstisch auswerfenden Maschinen werden abgesaugt, ebenso die Fußbodenspäne beim Reinkehren durch mit Deckel verschließbare Oeffnungen. Der durch einen Elektromotor angetriebene Luftansauger und Spänefortbläser steht in einer besondern feuersicheren Kammer, ebenso wie der Haupt-Betriebsmotor, damit bei Funkenbildung nicht etwa schädliche Staubentzündungen herbeigeführt werden. Das Späneabflußrohr nach dem auf einem gemauerten Turm stehenden Abscheider liegt im Fußboden. Alle diese Einrichtungen, die zugleich den Vorteil bieten, daß der Holzbearbeitungsmaschinensaal nicht durch in die Höhe gehende Absaugrohre beeinträchtigt wird, sind mit Rücksicht auf Erhöhung der Feuersicherheit getroffen; denn es hat sich gezeigt, daß bei Entzündungen lange freiliegende, vom Luftstrom durchzogene Rohre einen Staubbrand leicht fördern können.

Ueber der in Beton ausgeführten Maschinentischlerei befindet sich der Lufttrockenboden für zugeschnittene Hölzer, vergl. Fig. 7, von dem ein Teil als heizbarer Trockenraum abgetrennt ist, da die zu den gebauten Maschinen benutzten Hölzer einer Freiluftlagerung, nach dem Zurechtschneiden

einer Lufttrocknung im absperrbaren Raum, einer warmen Fertigtrocknung und schließlich noch einer kurzen Luftlagerung bedürfen, um sich nach ihrem Einbau in die Maschinen nicht zu verziehen. Diese zweijährige Lagerung bedingt große Holzvorräte, die einen Wert von etwa 150000 *M* darstellen, welcher beim vorjährigen Brande vernichtet wurde. Der Trockenboden ist der Feuersicherheit halber nur durch außen am Gebäude angebrachte freie Treppen zugänglich.

Fig. 18. Speisesaal.

Von den Verwaltungsgebäuden enthält das rechts vom Eingang gelegene neben der Pförtnerstube, einem Wartezimmer und der abgetrennten Hauptbuchhalterei im Erdgeschoß einen großen Saal, in dem sich, nur durch eine Glaswand getrennt, die Arbeitsräume der kaufmännischen Beamten und der mit den allgemeinen technischen Arbeiten (Pläne und Projektbearbeitung, neue und Allgemein-Konstruktionen usw.) beschäftigten technischen Beamten befinden. Die den Schriftverkehr mit der Kundschaft pflegenden Beamten haben also die technische Hülfe bequem zur Hand, und das Arbeiten

Fig. 19.

Niederdruckdampfkesselanlage zur Fabrikheizung.

an einer gemeinsamen Stelle soll das Zusammengehörigkeitsgefühl stärken. Für die Sonderkonstruktionen und die Ueberwachung der Ausführungen sind in den Gebäuden *R* und *L* noch Zeichenstuben vorhanden. Im Obergeschoß des Geschäftsführungsgebäudes befindet sich durch eine Sondertreppe zugänglich das Direktionszimmer mit anstoßendem Sitzungszimmer für den Aufsichtsrat der Gesellschaft; ersteres steht durch eine zweite Treppe mit den Räumen im Erdgeschoß und durch Brücken mit den Obergeschossen des anliegenden Fabrikgebäudes *R* und der Werkverwaltung *A* in Verbindung. In gleicher Weise sind die mehrgeschossigen Gebäude in den Obergeschossen durch Brücken verbunden.

Im Erdgeschoß des Werkverwaltungsgebäudes *A* liegt, vom Haupteingang für die das Mittagessen bringenden Frauen und Kinder unmittelbar zugänglich, der Speisesaal, Fig. 18, mit anstoßender Küche. Dieser Saal kann infolge seiner Bauart gegebenenfalls auch als Werkstatt ausgenutzt werden. Im Obergeschoß befindet sich die Arbeiterannahme und Lohnbuchführung sowie das Werkzeug- und Kleinteillager, welches nur vom Fabrikhofe aus durch gesonderte Auf- und Abstieg-Wendeltreppen zugänglich ist. Im Obergeschoß ist dann noch ein 300 qm großer Saal für die Erprobung neuer Maschinen und die Vornahme von Leistungs- und Kraftbedarfsversuchen untergebracht, wozu elektrischer Strom mit selbstschreibendem Verbrauchsanzeiger und ein in den eigenen Werkstätten hergestellter mechanischer selbstschreibender Kraftmesser dienen. Im Erdgeschoß befindet sich der Klein-Waschmaschinenbau mit Musterwäscherei; seine beiden Felder werden von der Mittelsäulenreihe aus durch Handlaufkrane bedient.

In den einzelnen Fabrikgebäuden liegen 12 Werkmeisterstuben. Die Versandbuchhalterei befindet sich vorn im Erdgeschoß des Gebäudes *K*. Im Obergeschoß des Gebäudes *A* ist ein Eßzimmer für die Beamten eingerichtet, deren Arbeitszeit von $^3/_4$8 bis 4$^1/_4$ Uhr durchgeht. Dieses Zimmer wird auch dem Vorstande des in der Arbeiterschaft des Werkes bestehenden Unterstützungsvereines und dem Arbeiterausschuß zu ihren Sitzungen zur Verfügung gestellt.

Fig. 20.

Handwaschtrog und Kleiderschränke.

Zur Kraftversorgung des Werkes dienen Einzeldampfmaschinen, um einen unabhängigen Betrieb der einzelnen Gebäude und Werkabteilungen zu ermöglichen. Es haben die drei Hauptgebäude *R*, *M* und *L* Kolbendampfmaschinen, von denen die der ersten beiden Gebäude mit Dampfniederschlag unter Rückkühlung des Einspritzwassers, die des letzteren Gebäudes mit Auspuff arbeiten, da der Dampf noch zur Heizung der Gipswalzen-Trockenkammer ausgenutzt wird.

Im Gebäude *L* ist noch eine kleinere Dampfmaschine zur Aushülfe aufgestellt. Die Dampfmaschinen geben ihre Betriebskraft zu einem Teil an Wellenstränge ab, zum andern setzen sie Dynamos in Gang, die ihren Strom an Verteiltafeln abgeben, von denen aus besondere Abteilungen des Werkes, wie die Tischlerei, Klempnerei, Schmiede und der Klein-Waschmaschinenbau, ferner Werkzeugmaschinen im einzelnen und in Gruppen, dann die Hebezuge usw. elektrisch angetrieben werden.

Eine weitere Betriebsdampfmaschine steht, wie schon erwähnt, in der Gießerei; sie kann ebenfalls mit Niederschlag arbeiten und treibt das Schmelzofengebläse durch ein Vorgelege, daneben unmittelbar eine Dynamo, von der aus die Maschinen und Hebezeuge der Gießerei, gegebenenfalls aber auch die Verteilungstafeln der andern Dynamos, gespeist werden können, um in der Stromversorgung möglichst unabhängig zu sein. Außerdem ist die Anlage noch an das städtische Elektrizitätswerk in Chemnitz angeschlossen.

Die vorhandenen Dampfmaschinen leisten 425 PS. Zur Dampferzeugung sind in der Mittelanlage drei, in der Gießerei zwei Flammrohrkessel von zusammen 480 qm Heizfläche für 7 bis 12 at Spannung aufgestellt.

Die Beheizung der Werkstätten wie aller Räume der Gebäude erfolgt durchweg mit Niederdruckdampf von vertieft stehenden gußeisernen Gliederkesseln aus, von denen 13 Stück mit 260 qm Heizfläche in abgetrennten Räumen der drei Hauptgebäude in Verbundreihen aufgestellt sind; vergl. Fig. 19. Tischlerei und Klempnerei werden durch im Fußboden liegende Rohrkanäle von den Kesseln im Gebäude *R* mit beheizt. Die gewählte Heizeinrichtung, deren Kessel bekanntlich einer ständigen Wartung nicht bedürfen (ein Mann kann alle Niederdruckkessel bedienen), ermöglicht das Warmhalten der Werkstätten im Winter über Nacht und Sonntags. Auch die Leimkocherei, die Wärmplatten und der Trockenboden der Tischlerei sind an die Niederdruckheizung angeschlossen; hier ist für den Sommerbetrieb ein besonderer kleiner Dampfentwickler vorhanden.

Die Abendbeleuchtung erfolgt in der Gießerei, Schmiede, Putzerei, Klempnerei, Tischlerei, den Verwaltungsgebäuden, allen Meister- und Schreibstuben, auf dem Hof und in einzelnen Teilen der Werkstattgebäude, so den Anstreichereien und Packräumen, durch elektrisches, in den übrigen Räumen durch Gasglühlicht.

An Werkzeugmaschinen sind im Schimmelwerk insgesamt 470 Stück vorhanden, davon 200 Drehbänke, 4 halb und 10 ganz selbsttätig arbeitende und 15 Revolverbänke, 18 Lang- und 18 Kurz-Hobelmaschinen, 28 Fräsmaschinen, 66 Bohrmaschinen, die fast nur freistehend sind, 28 Gießerei- und Putzereimaschinen, 36 Maschinen in der Schmiede und Blechbearbeitung, 35 Holzbearbeitungsmaschinen und 41 verschiedene besondere Hülfsmaschinen. Die Verteilung ist so vorgenommen, daß die beiden Hauptabteilungen des Werkes, die Gebäude *R* und *L*, je ihre Hobelei und Fräserei, Bohrerei und Sonderdreherei besitzen, also auch hier ein unabhängiger Betrieb gesichert ist. Neben diesen Arbeitsmaschinen sind noch 278 Schraubstöcke und 46 Hobelbänke vorhanden. Die Gesamtarbeiterzahl beträgt rd. 850, von denen 250 an Arbeitsmaschinen, 280 an Werkbänken tätig sind. Es ist also, wie schon ein Vergleich der Zahl der Arbeiter mit der der Arbeitsmaschinen ergibt, eingeführt, daß jeder Arbeiter möglichst 2 Maschinen bedient. An Beamten beschäftigt das Werk 65, es kommen also 13 Arbeiter auf 1 Beamten. Mitteilungen über die bestehenden Besonderheiten in der Verwaltung, Betriebseinteilung usw. des beschriebenen Werkes hoffe ich später machen zu können.

Aufmerksam mache ich hier noch auf die Einrichtung der Kleiderablage und der Waschbecken für die Arbeiter. Es ist dazu keine für alle Arbeiter gemeinsame Anlage vorhanden, sondern in jedem Werkraum sind die für die darin tätigen Arbeiter erforderlichen eisernen Kleiderschränke in Reihen am passenden Ort aufgestellt, gewöhnlich so, daß sich zwischen diesen Schrankreihen nach Fig. 20 ein Trog mit durchlochter Decke und Anschluß für kaltes und warmes Wasser befindet. Es sind runde Einzelwaschschüsseln vorhanden, die sich der Arbeiter selbst rein halten und allein benutzen kann. Dabei ist mit der gesundheitlich berechtigten Eigenart der Arbeiter gerechnet, sich nicht zu mehreren in einem Becken reinigen zu wollen. Ferner ist noch, insbesondere für die Arbeiter der Gießerei und der Schmiede, ein Brause-Zellenbad vorhanden.

Zwanzig Kesselbleche mit Rißbildung.[1]

Von **R. Baumann**.

(Mitteilung aus der Materialprüfungsanstalt der Königlichen Technischen Hochschule Stuttgart)

(hierzu Textblatt 16 bis 18)

Ueber einen Teil der in letzter Zeit in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart mit »Unfallblechen« (d. s. Bleche, die im Betrieb oder schon bei der Herstellung des Kessels zur Beanstandung geführt haben) vorgenommenen Untersuchungen wird im folgenden kurz berichtet. Ausführlicher soll dies für die Untersuchung von dreißig Unfallblechen in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten geschehen. Dabei werden die Ergebnisse von über 50 Untersuchungen zusammengestellt werden[2]).

Die Bleche sind im folgenden im großen und ganzen nach der Zugfestigkeit im ausgeglühten Zustand geordnet. Im Schlußwort sind die Ergebnisse kurz zusammengefaßt.

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Materialkunde) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 55 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[2]) An den Untersuchungen haben sich außer dem Berichterstatter insbesondere die Herren Ingenieure Ulrich und Reutter beteiligt. Namentlich Hr. Ulrich hat sich der Arbeit mit Ausdauer und Hingebung gewidmet.

Ueber die bisher in der Materialprüfungsanstalt in Stuttgart durchgeführten und veröffentlichten Versuche vergl die Arbeiten von C. Bach in Z 1906 S. 1 u. f.; 1907 S. 465 u. f., S. 747 u. f.; 1910 S. 1809 u. f.; 1911 S. 1296; 1912 S. 360, sowie in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 33 und 70. Vergl. auch R. Baumann, Z. 1907 S. 1982 u. f.

1) Blechstück aus Böhmen.

Das eingelieferte Stück stammt nach Angabe aus einem Flammrohr; es enthielt eine Blase, die im Betrieb entstanden sein soll und einen Querriß aufwies Fig. 1, Textblatt 16, zeigt einen Querschnitt durch das Stück und läßt erkennen, daß es unganz ist. Die metallographische Untersuchung wies darauf hin, daß das Blech auch sonst Mängel enthält, sowie, daß es eine Zugfestigkeit von weniger als 4100 kg/qcm besitzt.

Zusammenfassung.

Das Material hat eine Zugfestigkeit von weniger als 4100 kg/qcm. Die im Betrieb eingetretene Blasen- und Rißbildung ist die Folge der Verwendung von **fehlerhaftem Blechmaterial** (vergl. Fig. 1).

2) Blechstück aus Oberschlesien.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Die eingelieferten Blechtafeln gehören dem vierten und siebenten (letzten) Mantelschuß eines im Jahr 1899 für 8 at Ueberdruck gebauten Zweiflammrohrkessels von 100 qm Heizfläche an. Alle 8 bis 14 Tage wurde der Kessel zum Entfernen des Schlammes abgelassen. Es besteht die Vermutung, daß hierbei der Wasserspiegel zu tief gesunken und dann mit wenig vorgewärmtem Wasser nachgespeist worden ist. **Die Risse befanden sich auf der Mantelsohle.**

Das Hüttenwerk, das die Bleche geliefert hat, nahm nach eingetretener Rißbildung eine Untersuchung des Materiales vor. Es fand sich für ausgeglühte Stäbe:

Tafel 1 Zugfestigkeit 3290 kg/qcm, Bruchdehnung 28 vH,
» 2 » 3350 und 3280 kg/qcm, Bruchdehnung 29 und 32,5 vH.

Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden.

Die chemische Untersuchung ergab:

Tafel 1 Kohlenstoff 0,105, Phosphor 0,029, Mangan 0,39, Schwefel 0,04 vH.
Tafel 2 Kohlenstoff 0,105, Phosphor 0,029, Mangan 0,38, Schwefel 0,036 vH.

Die Aetzprobe »war gut«. In dem Bericht des Hüttenwerkes heißt es sodann:

»Aus den vorstehenden Untersuchungen wollen Sie ersehen, daß das Material als solches weiches Flußeisen ist, und zwar ein Flußeisen von außerordentlich gleichmäßiger und guter Zusammensetzung, und daß also im Material selbst der Grund für das Auftreten der Risse nicht zu suchen ist, wofür ja auch schon der Umstand spricht, daß erst nach zehn- bis elfjährigem Betriebe Risse aufgetreten sind.«

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Die Zugfestigkeit ausgeglühter Streifen betrug im Durchschnitt

Tafel 1 senkrecht zur Kesselachse 3231, parallel zur Kesselachse 3276 kg/qcm,
Tafel 2 senkrecht zur Kesselachse 3376, parallel zur Kesselachse 3335 kg/qcm,

bei Bruchdehnungen von 31,3, 31,5, 33,9 und 30,7 vH. Die Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Bei der Hartbiegeprobe ist einer der 13 geprüften Streifen gebrochen, wie Fig. 2, Textblatt 16, zeigt. Bei zwei weiteren Streifen sind Anrisse an der Innenseite der Biegestelle eingetreten; diese Streifen gelten nach den Materialvorschriften als nicht gebrochen. Bei der Kerbschlagprobe[1]) wurden zum Bruch verbraucht 8,2 bis 18,2 mkg/qcm, d. s. zum Teil bedeutende Werte. Die metallographische Untersuchung zeigte, daß das Material stellenweise wesentlich weniger Kohlenstoff enthält, als der oben mitgeteilten Analyse entspricht, und daß gröbere sowie feinere Schlackenteile an einzelnen Stellen in größerer Menge vorhanden sind. Fig. 3 (Vergrößerung 75 fach), Textblatt 16, läßt beides erkennen (die dunkeln Einschlüsse in Fig. 3 sind Schlackenteile, dunkle »Perlitinseln«, die vom Kohlenstoffgehalt herrühren würden, fehlen). Die beiden Tafeln enthalten Hiebe, wie sie beim unvorsichtigen Abklopfen des Kesselsteines erzeugt werden. Vergl. hierzu Figur 3 auf Textblatt 21 der Arbeit von C. Bach in Z. 1911.

c) Zusammenfassung.

1) Die Zugfestigkeit des Materiales liegt unterhalb der in den deutschen Materialvorschriften sowie in den Würzburger Normen des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine bezeichneten unteren zulässigen Grenze von 3400 kg/qcm. Die Bemerkung des Hüttenwerkes über die Güte des Materials kann somit nicht als zutreffend anerkannt werden.

2) Bei der Hartbiegeprobe ist ein Streifen gebrochen.

3) Das Material enthält viele Schlackenteile.

4) Die Tafeln weisen tiefe Hiebnarben auf der Wasserseite auf.

Die eingetretene Rißbildung kann mit den vorstehend unter 1) bis 4) enthaltenen Feststellungen in Zusammenhang gebracht werden. Inwieweit der Kessel kalt aufgespeist und hierdurch geschädigt worden ist, muß dahingestellt bleiben.

[1]) Wo im folgenden nichts andres bemerkt ist, sind für die Kerbschlagprobe Stäbe von 30 mm Höhe, Dicke gleich der Blechstärke, verwandt worden. Als Kerbe diente ein nach dem Rande hin aufgeschnittenes gebohrtes Loch von 4 mm Dmr. Die Höhe des verbleibenden Querschnittes betrug 15 mm, die Auflagerentfernung 120 mm.

3) Tenbrink-Feuerrohr.

An der Krempe oberhalb des Rostendes zeigten sich parallel zur Achse des Feuerrohres verlaufende Spalten. Fig. 4, Textblatt 16, gibt einen Querschnitt durch die rissige Stelle wieder. Die Zugfestigkeit des Materiales nach dem Ausglühen betrug 3267 kg/qcm, die Bruchdehnung 32,6 vH. Die Hartbiege-, Schmiede und Lochproben wurden bestanden. Bei der metallographischen Untersuchung ergab sich an der Krempe grobkörniges Gefüge sowie das Vorhandensein ziemlich reichlicher Schlackeneinschlüsse. Auch Anzeichen für weitergehende Beanspruchung wurden beobachtet. Diese könnte mit starker Ausdehnung infolge der Erwärmung im Betriebe im Zusammenhang stehen.

Zusammenfassung.

1) Die Zugfestigkeit des Materiales liegt unterhalb der unteren zulässigen Grenze von 3400 kg/qcm.

2) An der Stelle, wo die Risse eingetreten sind, ist das Material grobkörnig. Es enthält ziemlich viele Schlackenteile.

4) Stutzen aus einer Kesselschmiede.

An dem Stutzen wurde beim Umbördeln eine unganze Stelle beobachtet, wie Fig. 5, Textblatt 16, bei A zeigt, und hierauf die Weiterarbeit eingestellt. Die Zugfestigkeit betrug im Einlieferungszustande 3515, nach dem Ausglühen 3296 kg/qcm; die Bruchdehnung wurde zu 29,1 und 35,1 vH ermittelt. Die Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Bei der Hartbiegeprobe ist einer der 5 geprüften Streifen gebrochen. Bei einem weiteren Streifen trat Anreißen an der Innenseite ein. Auf der Außenseite war das Material sehr grobkörnig, die Kristalle hatten Durchmesser bis fast 1 mm. Die grobkörnige Seite hatte bei der Prüfung des gebrochenen Hartbiegestreifens Zugbeanspruchung erfahren. Die metallographische Untersuchung zeigte das Vorhandensein unganzer Stellen, sowie außerordentlich viele grobe und feine Schlackenteile. Fig. 6, Textblatt 16, (Vergrößerung 75 fach) läßt solche erkennen. Das Blech enthält anscheinend Teile des Lunkers.

Zusammenfassung.

1) Die Zugfestigkeit des Materiales liegt unterhalb der zulässigen Grenze von 3400 kg/qcm.

2) Bei der Hartbiegeprobe ist ein Streifen gebrochen.

3) Das Blech ist unganz und scheint Teile des Lunkers zu enthalten.

5) Rohrwand aus einem Lokomobilkessel.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Die Rohrwand stammt aus einem im Jahre 1900 gebauten Kessel. Sie erhielt im Betrieb Stegrisse. Die Untersuchung in der Fabrik des Antragstellers ergab für ausgeglühte Stäbe: Zugfestigkeit 3260 bis 3660 kg/qcm, Bruchdehnung 23,5 bis 27,5 vH, Querschnittsverminderung 55 bis 62 vH.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Fig. 7, Textblatt 16, zeigt ein zwischen zwei Heizrohren entnommenes und auf der Feuerseite abgehobeltes Stück. Die vorhandenen Risse sind durch das Abhobeln sehr deutlich sichtbar geworden; vor dem Abhobeln war nur ein Riß zu erkennen. Die Zugfestigkeit der ausgeglühten Stäbe ergab sich zu 3210 bis 3327 kg/qcm, ihre Bruchdehnung zu 31,5 bis 35,0 vH. Die im Einlieferungszustande geprüften Stäbe ergaben die Zugfestigkeit zu 3348 bis 3373 kg/qcm, die Bruchdehnung zu 17,5 bis 24,9 vH. Die geringe Größe der Bruchdehnung wird in der Hauptsache auf die Beobachtung zurückzuführen sein, daß sich die Stäbe in der Nähe der Rohröffnungen weniger gestreckt haben (obwohl die seitliche Oberfläche um mindestens 3 bis 4 mm abgearbeitet war), eine Folge der mit dem Einwalzen der Rohre verbundenen Zerquetschung. Ausführlicher wird hierüber in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten berichtet werden. Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Bei der Kerbschlagprobe

R. Baumann: Zwanzig Kesselbleche mit Rißbildung.

Fig. 1. Blech Nr. 1.
Flammrohr aus unganzem Blech.

Fig. 2. Blech Nr. 2.
Hartbiegeprobe

Fig. 3. Blech Nr. 2.
Schlackenteile.
$c = 75$.

Fig. 4. Blech Nr. 3.
Krempe eines Tenbrink-Feuerrohres.

Fig. 5. Blech Nr. 4.
Unganze Stelle bei A.

Fig. 6. Blech Nr. 4.
Schlackenteile.
$c = 75$.

Fig. 7. Blech Nr. 5
Lokomobilkessel-Stegrisse.
$c = 3/4$

Fig. 8. Blech Nr. 5.
Schlackenteile.
$c = 150$.

Fig. 9. Blech Nr. 7.
Rauchkammerrückwand, nach dem Schweißen zersprungen.

Fig. 10. Blech Nr. 7.
Querschnitt durch die Schweißung.
Flacheisenstücke verhindern das Ausfüllmaterial am Durchfließen.

Fig. 11 bis 13. Blech Nr.
Fig. 11. Querschnitt durch die

Fig. 12.
Querschnitt durch ein gestanztes Nietlo
$v = 5$.

Fig. 13.
Oberfläche des Bleches an einem Nie
$v = 1$.

Fig. 17. 3 Schichten aus Fig. 1
$v = 150$.

R. Baumann:

R. Baumann: Zwanzig Kesselbleche mit Rißbildung.

Fig. 26. Blech Nr. 14. Schlackeneinschluß, kristallisiert. $v = 375$.

Fig. 27. Blech Nr. 15. Nietverbindung mit gestanztem und nachgedorntem Loch.

Fig. 28. Blech Nr. 16. Verdorbene Schweißstelle. $v = 1,8$.

Fig. 30. Blech Nr. 18. Schlackeneinschluß, kristallisiert. $v = 150$.

Fig. 29. Blech Nr. 17. Hartbiegeproben.

Fig. 34. Blech Nr. 19. Spröde gemachter Streifen.

Fig. 32. Blech Nr. 18. Ringförmige Einprägungen um die Nietlöcher außerhalb der Stemmfurchen.

Fig. 31. Blech Nr. 18. Schlackenteile. $v = 150$.

Fig. 35. Blech Nr. 20. Risse am Rande eines konischen Nietloches. $v = 5$.

a

b

c

Fig. 33. Blech Nr. 19. Risse, beim Geraderichten entstanden.

Fig. 36. Blech Nr. 20. Gefüge, auf ungünstige Wärmebehandlung hindeutend. $v = 150$.

wurden zum Bruch verbraucht: im Einlieferungszustand 1,6 mkg/qcm, nach dem Ausglühen 12,7 mkg/qcm, also im ersteren Fall sehr wenig. Die metallographische Untersuchung ergab, daß das Material überall, auch an den Querschnittsrändern, sehr viele Schlackenteile enthält. Als Beispiel diene Fig. 8, Textblatt 16 (Vergrößerung 150 fach).

c) Zusammenfassung.

1) Die Zugfestigkeit des Materiales liegt unterhalb der zulässigen unteren Grenze von 3400 kg/qcm.

2) Bei der Kerbschlagprobe wurden im Einlieferungszustand geringe Arbeitsmengen zum Bruch verbraucht.

3) Das Material ist reich an Schlackenteilen.

6) Kesselblech aus Württemberg.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das Blech stammt vom letzten Schuß des mittleren der drei Oberkessel eines mehrfachen Walzenkessels mit Tenbrink-Vorlage, der für 8½ at Ueberdruck bestimmt und im Jahre 1901 erbaut war. Die Risse entstanden zwischen Bodenrundnaht und Speisestutzen.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Die Zugfestigkeit betrug für ausgeglühte Stäbe: senkrecht zur Kesselachse 3322, parallel zur Kesselachse 3430 kg/qcm, die Bruchdehnung 27,3 bezw. 30,1 vH. Für die im Einlieferungszustand geprüften Stäbe fand sich die Zugfestigkeit: senkrecht zur Kesselachse 3372, parallel zur Kesselachse 3386 kg/qcm, die Bruchdehnung zu 24,9 bezw. 27,0 vH.

Die Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Bei der Hartbiegeprobe sind von 5 Streifen 3 gebrochen. Das Blech hat hiernach die Hartbiegeprobe nicht bestanden.

Bei der Kerbschlagprobe (kleine Stäbe, Höhe des Querschnittes 10, des tragenden Teiles 5 mm; als Kerbe diente ein Loch von 1,3 mm Dmr., das nach dem Rande hin aufgeschnitten war; Auflagerentfernung 70 mm) wurden zum Bruch verbraucht im Einlieferungszustande 5,7, nach dem Ausglühen mehr als 9,2 mkg/qcm; die Stäbe brachen im letzteren Fall bei Biegung um rd. 135° nicht ganz durch. Die metallographische Untersuchung zeigte das Vorhandensein zahlreicher feiner Schlackenteile.

c) Zusammenfassung.

1) Die Zugfestigkeit des Materials liegt unterhalb der zulässigen unteren Grenze von 3400 kg/qcm.

2) Die Hartbiegeprobe wurde nicht bestanden.

3) Das Blech enthält viele Schlackenteile.

7) Blech aus einem Schiffsdampfkessel.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das eingelieferte Stück stammt aus der Rückwand der hinteren Rauchkammer eines Schiffsdampfkessels. Zwischen zwei Stehbolzen hatte sich ein Riß gebildet, der verschweißt wurde. Hierauf sollte noch ein andrer solcher Riß beseitigt werden; beim Behauen dieser zweiten Schweißstelle riß die Tafel auf, wie Fig. 9, Textblatt 16, erkennen läßt.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Zugfestigkeit im Einlieferungszustand . . .	3463 kg/qcm
» ausgeglüht	3393 »
Bruchdehnung	34,8 und 33,7 vH.

Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden.

Die metallographische Untersuchung ergab, daß die Schweißung wenig sorgfältig hergestellt worden war. Hiermit dürfte das Entstehen der Risse, wie sie sie aus Fig. 9 hervorgehen, zusammenhängen. Um das Durchfließen des geschmolzenen Metalles zu verhindern, sind Flacheisenstücke untergelegt worden. Fig. 10, Textblatt 16, zeigt dies im Querschnitt [1]).

c) Zusammenfassung.

1) Die Zugfestigkeit des Materiales liegt der unteren zulässigen Grenze von 3400 kg/qcm nahe, zum Teil darunter.

2) Das Aufreißen der Tafel dürfte mit dem Verfahren beim Schweißen zusammenhängen. Es erscheint von besonderm Interesse, daß das hier vorliegende Material bei entsprechend ungeeigneter Behandlung in der Weise zum Reißen gebracht werden kann, wie sie Fig. 9 erkennen läßt.

8) Kesselblech aus Bayern.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Der eingelieferte Blechstreifen stammt aus dem mittleren Schuß des rechtsseitigen Flammrohres eines Zweiflammrohrkessels von 43 qm Heizfläche, erbaut 1898 für 8 at Ueberdruck. Er enthält zahlreiche Risse, die von den Nietlöchern ausgehen und entdeckt wurden, als nach Erneuerung der vorderen Flammrohrschüsse der Kessel zur Wasserdruckprobe vorbereitet wurde.

b) Ergebnisse der Prüfung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Zugfestigkeit im Einlieferungszustand 3409, nach dem Ausglühen 3436 kg/qcm, Bruchdehnung auf 120 mm Meßlänge bei einem Stabquerschnitt von 1,14 qcm 24,2 und 30,2 vH. Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden.

Fig. 11, Textblatt 17, zeigt einen Querschnitt durch ein Nietloch senkrecht zur Stemmkante, Fig. 12 den Rand eines Nietloches, Fig. 13 die Oberfläche des Bleches nach leichtem Ueberhobeln. Fig. 11 zeigt die beim Nieten eingetretene Verbiegung, Fig. 12 die Formänderung beim Stanzen der Nietlöcher und die entstandenen Risse, Fig. 13 die feine Verzweigung der Risse. Die Formänderung gemäß Fig. 11 deutet auf erhebliche Beanspruchung beim Nieten, beim Verstemmen sowie im Betriebe hin. An andern Nietlöchern wurde tiefe Einprägung des Nietkopfes festgestellt. Auch Schlackeneinschlüsse sind reichlich vorhanden.

c) Zusammenfassung.

1) Die Zugfestigkeit des Materiales liegt der zulässigen unteren Grenze von 3400 kg/qcm nahe. Es befriedigt die Anforderungen der deutschen Materialvorschriften.

2) Die Nietlöcher sind gestanzt. Beim Herstellen der Nietverbindung muß wenig sorgfältig verfahren worden sein.

3) Das Blech enthält reichlich Schlackeneinschlüsse.

9) Kesselblech aus der Pfalz.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das in gerade gerichtetem Zustand eingelieferte Blechstück stammt vom hinteren Ende eines Wellflammrohres. Die eigenartigen, aus Fig. 14, Textblatt 17, ersichtlichen strahlenförmigen Risse sind nach 14jährigem Betriebe plötzlich aufgetreten. (Ob hierin ein Widerspruch damit zu erblicken ist, daß die Rißränder Anzeichen für Versuche zum Verstemmen aufweisen, wie Fig. 15 bei *A-B* zeigt, muß dahingestellt bleiben.)

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Das eingelieferte Stück enthält eine überlappte Schweißnaht, in deren Nähe das Material geschädigt ist. Zugfestigkeit im Einlieferungszustand 3429 und 3655 kg/qcm, je nachdem die Proben in der Mitte des Stückes oder am oberen Ende entnommen wurden; nach dem Ausglühen: in der

[1]) Näheres siehe im Protokoll der 41. Delegierten- und Ingenieurversammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine zu Konstanz 1911 S. 30 u. f. sowie Taf. I und II.

Mitte 3563 kg/qcm. Bruchdehnung 27,5 bezw. 20,1 und 28,0 vH.

Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeiten unter 4100 kg/qcm, es entspricht den Anforderungen der deutschen Materialvorschriften.

2) Das Material hat beim Schweißen auch außerhalb der Schweißnaht notgelitten.

10) Rohrwand einer Lokomobile (nach Angabe 1898 erbaut).

Die eingelieferte Rohrwand enthielt Stegrisse. Das Material besteht aus Schichten von sehr verschiedenem Gefügeaufbau und Kohlenstoffgehalt. Bei der metallographischen Untersuchung zeigte sich, daß es durch Schweißen hergestellt ist. Fig. 16 und 17, Textblatt 17, lassen dies erkennen. Die Zugfestigkeit im ausgeglühten Zustande betrug 3441 bis 3681 kg/qcm, die Bruchdehnung 17,2 bis 22,3 vH. Auch bei diesem Blech machte sich beim Prüfen im Einlieferungszustand der Einfluß des Einwalzens der Rohre in der bei Blech 5) besprochenen Weise geltend. Stäbe, die im Einlieferungszustand der für Schweißeisen vorgeschriebenen Kaltbiegeprobe unterworfen wurden, brachen, wohl infolge dieser vorausgegangenen Beanspruchung, nach zum Teil geringer Biegung. Wurden sie vor der Prüfung ausgeglüht und damit die Folgen dieser früheren Beanspruchung beseitigt, so ließen sich die Streifen um 180° biegen, ohne zu reißen. Bei der Warmbiegeprobe trat nach Biegung um 180° Anreißen ein.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material kennzeichnet sich als durch Schweißen hergestellt; ob es als Schweißeisen bestellt wurde, muß dahingestellt bleiben.

2) Bei der Kaltbiegeprobe im Einlieferungszustand entsprach das Blech den Anforderungen nicht; auch bei der Warmbiegeprobe war Anlaß zu einer Beanstandung vorhanden.

3) Das Material erweist sich als sehr ungleichartig.

4) Das Material entspricht hinsichtlich der Zugfestigkeit den Flußeisenblechen mit Zugfestigkeiten unter 4100 kg/qcm.

11) Galloway-Rohr aus Baden.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das eingelieferte Stück, Fig. 18, Textblatt 17, ist noch nicht im Betriebe gewesen; die ersichtlichen Risse sind nicht beim Anrichten entstanden.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Zugfestigkeit im ausgeglühten Zustande 3553 kg/qcm, Bruchdehnung 29,5 vH. Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Die metallographische Untersuchung ergab, daß das Material beim Schweißen verdorben worden ist. An einer Stelle der umgebördelten Flansche war ein fehlendes Stück durch eine Schweißeisenplatte, vergl. Fig. 19, Textblatt 17, ersetzt worden. In der Nähe dieser Stelle war auch starke Kohlung beim Schweißen eingetreten. Das beim Schweißen entstandene grobe Gefüge erstreckte sich bis über die Krempe, an der die Risse eingetreten sind.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeiten unter 4100 kg/qcm.

2) Beim Schweißen, das unsachgemäß erfolgte, hat weitgehende Schädigung stattgefunden.

12) Blechtafel, die bei der Herstellung des Kessels Nietlochrisse erhalten hat.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das Blech hat eine Zugfestigkeit von 3730 kg/qcm und 29 vH Dehnung. Die Blechtafel war nach Angabe des Kesselmonteurs schwer zu biegen; man hat sie über einem Feuer erwärmt, um sie zum Biegen geschmeidiger zu machen. Glühend soll sie dabei nicht geworden sein. Das Blech scheint sehr hart zu sein. Beim Biegen wurde die Walze schadhaft. Nach dem Stanzen der Löcher auf 18 mm wurden die Stemmkanten des Bleches abgehobelt. Das Anbiegen an den beiden Längsnähten erfolgte auf etwa 20 cm durch Hammerschläge, wobei das Blech handwarm gemacht worden ist. Nach dem Heften der Längsnähte wurden die Nietlöcher auf 23 mm aufgebohrt.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Eingeliefert wurden 2 Blechstücke von etwa 30 cm Breite und 60 cm Länge, deren eines in Fig. 20, Textblatt 17, abgebildet ist. Auffallend erscheinen die Auskragungen *a* nahe den Nietlöchern, die von einer Verstauchung des Bleches herrühren, wie aus dem Querschnitt hervorgeht. Die metallographische Untersuchung ergibt, daß das Gefüge an diesen Stellen nicht zerquetscht ist. Die erwähnte Formänderung, zu welcher Anlaß z. B. durch die Absicht der Aufweitung des Schusses vorliegen könnte, muß daher entweder entstanden sein, ehe das Blech zum letztenmal auf die Glühtemperatur gebracht worden war — wobei die etwa entstandene Zerquetschung zum Verschwinden gebracht worden wäre —, oder sie könnte im rotwarmen Zustand erzeugt sein. Bei der letzteren Annahme ist zu beachten, daß von Hammerschlägen keine Spuren beobachtet werden konnten.

Wird dagegen angenommen, daß die Zerdrückung etwa beim Stanzen entstanden ist — sie kehrt bei allen Nietlöchern regelmäßig wieder — und daß das Blech beim Anwärmen trotz der anderslautenden Angaben rotwarm geworden ist, so entsteht ein neuer Widerspruch insofern, als dann das Abhobeln der Stemmkante vor dem Stanzen erfolgt sein müßte, während oben angegeben ist, daß die Reihenfolge die umgekehrte war. Die bestehende Unsicherheit hat sich auch durch Rückfrage beim Antragsteller nicht beheben lassen.

Das Behobeln der Stemmkante hat bei dem hier nicht abgebildeten Blech nur soweit stattgefunden, daß die erforderliche Abschrägung entstanden ist; der eine Rand des Scherenschnittes ist dabei, wie Fig. 21, Textblatt 17, zeigt, stehen geblieben. Damit ist auch die Möglichkeit gegeben, festzustellen, daß nach dem Abscheren Ausglühen stattgefunden hat, weil die Körner an den beim Abscheren umgebogenen und zerquetschten Schichten keine Formänderung mehr aufweisen; eine solche Formänderung wird ursprünglich vorhanden gewesen und durch das Ausglühen zum Verschwinden gebracht worden sein (vergl. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 83/84, Fig. 237 und 238, Taf. XVI, wo der Rand eines gestanzten Nietloches vor und nach dem Ausglühen abgebildet ist). Darauf, daß es zur Beseitigung der Folgen des Scherenschnittes nicht ausreicht, eine so geringe Materialschicht zu entfernen, wie im vorliegenden Fall, sei nebenbei hingewiesen. Es dürfte sich empfehlen, mindestens die halbe Blechdicke abhobeln zu lassen. Die Lochränder zeigen für das stattgehabte Lochen keine Anzeichen mehr, sie sind also wohl in Uebereinstimmung mit den obigen Angaben aufgebohrt worden.

Zugfestigkeit

im Einlieferungszustand	senkrecht zur Kesselachse	4165 kg/qcm
	parallel zur Kesselachse	4094 »
ausgeglüht	senkrecht zur Kesselachse	3495 »
	parallel zur Kesselachse	3578 »

Bruchdehnung 22,7 bezw. 19,0 bezw. 31,8 bezw. 27,1 vH.

Die Unterschiede in den Festigkeitseigenschaften im Einlieferungszustand und nach dem Ausglühen sind außerordentlich groß. Sie deuten im Verein mit den oben angeführten

Mitteilungen darauf hin, daß das Blech rasch abgekühlt [1] worden ist. Daß auf diese Weise dem Auftreten innerer Spannungen und der Erzeugung von Sprödigkeit Vorschub geleistet werden kann, ist bekannt.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit geringer Zugfestigkeit, obwohl es in der Kesselschmiede als sehr hart bezeichnet worden war. Es entspricht den Anforderungen der deutschen Materialvorschriften.

2) Die Zugfestigkeit im ausgeglühten Zustand ist sehr viel geringer als diejenige, welche im Einlieferungszustand ermittelt wurde.

3) An der Rundnaht sind eigenartige Verstauchungen vorhanden.

4) Der Scherenschnitt ist stellenweise unvollkommen entfernt.

5) Nach den vorliegenden Angaben ist das Blech beim Biegen angewärmt worden.

6) Anzeichen dafür, daß das Material an und für sich mangelhaft wäre, sind nicht beobachtet worden.

Die eingetretene Rißbildung wird nach dem Vorstehenden mit der stattgehabten Behandlung des Bleches in Zusammenhang zu bringen sein.

13) Kesselblech aus Niederschlesien.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Der Kessel ist für 9 at bestimmt. Bei einer Kaltwasserpressung von 13½ at wurden Risse an mehreren Stellen des Ober- und Unterkessels, Längs- und Querrisse in den Nietverbindungen gefunden. Es soll ein »härteres Material F II« verwandt worden sein, und es wird vermutet, daß dieses bei der Druckwassernietung zu stark beansprucht worden ist.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Fig. 22, Textblatt 17, (Vergrößerung 7,5fach) zeigt die Umgebung eines Nietloches, nachdem die Walzhaut durch Schleifen entfernt worden ist. Die überaus große Zahl der Risse ist deutlich zu erkennen. In Fig. 23 (Vergrößerung 3,8fach) ist ein Querschnitt durch ein Nietloch nahe der Blechoberfläche abgebildet. Sie zeigt die außergewöhnlich tiefe Einprägung des Nietkopfes. Damit im Zusammenhang steht Zerquetschung des Gefüges auf sehr beträchtliche Tiefe, wodurch innere Spannungen hervorgerufen werden müssen (vergl. die Darlegungen von C. Bach in Z. 1910 S. 362 u. f.). Auch sonst ist beim Nieten gewaltsam verfahren worden. Die Stemmkante ist abgebogen, wie Fig. 24 erkennen läßt, die auch die feine Verästelung der Risse veranschaulicht. Hiernach ist es wahrscheinlich, daß die Bleche nach dem Nieten auseinanderklafften und durch das Verstemmen zusammengeholt wurden. Anzeichen dafür, daß die Löcher gestanzt sind, wurden nicht beobachtet.

Zugfestigkeit im Einlieferungszustande 3564 kg/qcm, nach dem Ausglühen 3619 kg/qcm, Bruchdehnung 27,5 bezw. 31,1 vH. Das Material gehört also nicht, wie vermutet, zu den Blechen mit Zugfestigkeit über 4100 kg/qcm, sondern im Gegenteil zu dem Material von geringerer Festigkeit. Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Festigkeiten unter 4100 kg/qcm entgegen der Vermutung, daß es sich um »hartes« Material handle; es erfüllt die Anforderungen der deutschen Materialvorschriften.

2) Bei Herstellung der Vernietung ist sehr gewaltsam verfahren worden; die Nietköpfe sind bis zu 2 mm tief in die Blechoberfläche eingedrückt, die Stemmkante ist abgebogen.

[1] Vergl. C. Bach, Elastizität und Festigkeit, 6. Aufl., 1911 S. 155 u. f.

14) Mantelblech aus Bayern.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Der Kessel ist im Jahr 1895 für 8 at Ueberdruck gebaut. Heizfläche 126 qm. Der Ueberhitzer ist erst 1910 hinzugefügt worden. Die Risse beginnen am letzten Ring des Unterkesselmantels rechts etwa 10 cm unter der Achse des Kessels, 4 cm vor der Bodennaht. Sie wurden bei der inneren Revision von der Feuerseite her entdeckt. Dabei wurde auch ein großer Klumpen Kesselstein, der von Ausschwitzungen herrührte, vorgefunden.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Zugfestigkeit im Einlieferungszustand senkrecht zur Kesselachse 3671, parallel zur Kesselachse 3635 kg/qcm, nach dem Ausglühen 3635 und 3675 kg/qcm; Bruchdehnung 27,4, 27,5 und 29,3 bezw. 28,6 vH. Bei der Hartbiegeprobe ist einer der vier geprüften Streifen gebrochen. Die Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Bei der Kerbschlagprobe wurden zum Bruch verbraucht im Einlieferungszustand 2,7 bis 14,0, nach dem Ausglühen 4,4 bis 14,1 mkg/qcm. Bei der metallographischen Untersuchung zeigte das Material starke Schichtenbildung und reichen Gehalt an Schlacken, die zum Teil kristallisiert sind. Als Beispiel hierfür dienen Fig. 25, Textblatt 17, (Vergrößerung 150fach) und Fig. 26, Textblatt 18 (Vergrößerung 375fach). Auch nahe den Blechrändern sind Schlackenadern vorhanden. Im Innern wurden die eigenartigen, wiederholt beschriebenen »Spalten« im Gefüge beobachtet.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeit unter 4100 kg/qcm.

2) Bei der Hartbiegeprobe ist einer der vier geprüften Streifen gebrochen.

3) Das Blech ist außergewöhnlich reich an zum Teil kristallisierten Schlackenstoffen, auch nahe den Querschnittsrändern.

15) Blechstück aus Württemberg.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das eingelieferte Blechstück stammt aus einem kombinierten Cornwallkessel für 8 at Ueberdruck, der 10 bis 12 Jahre im Betriebe stand. Bei der Wasserdruckprobe rissen das eingelieferte Blech und drei weitere Blechtafeln.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Zugfestigkeit im Einlieferungszustande senkrecht zur Kesselachse 3699, parallel zur Kesselachse 3627 kg/qcm, nach dem Ausglühen 3734 bezw. 3714 kg/qcm; Bruchdehnung 18,2 bezw. 24,3 bezw. 26,1 bezw. 25,3 vH. Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Bei der Kerbschlagprobe wies ein Stab einen viel geringeren Arbeitsverbrauch auf als die übrigen Probekörper — 1,1 gegenüber 7,3 bis 12,5 mkg/qcm (Einlieferungszustand).

Die Nietlöcher erwiesen sich als gestanzt, die Nietverbindung als wenig sorgfältig hergestellt. Als Beispiel diene Fig. 27, Textblatt 18.

Das Material ist stark verunreinigt, insbesondere enthielt auch der minderwertige Kerbschlagstab sehr viele Schlackenteile.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeit unter 4100 kg/qcm. Es erfüllt die Anforderungen der deutschen Materialvorschriften.

2) Die Nietlöcher sind gestanzt, die Nietverbindung ist wenig sorgfältig hergestellt.

3) Das Material enthält sehr viele Schlackenteile.

16) Stück von einem Wellflammrohr aus Baden.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das eingelieferte Stück stammt vom hinteren Ende eines Wellflammrohrschusses, der am vorderen Ende nach nur neunwöchigem Betriebe Risse gezeigt hatte.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Das eingelieferte Stück enthielt eine überlappte Schweißnaht. Die zur Herstellung des Rohres verwendete Blechtafel war anscheinend quer zur Walzrichtung zusammengebogen worden; es sind also die Ränder der Tafel, die bekanntlich infolge der stets vorhandenen Seigerung mehr oder weniger ärmer an Kohlenstoff sind als die Blechmitte und infolgedessen geringere Zugfestigkeit haben als die letztere, verschweißt worden. Obschon hiernach die Schweißung im »weichsten« Teil des Bleches liegt, hat das Material beim Schweißen notgelitten, wie Fig. 28, Textblatt 18, (Vergrößerung 1,8fach) erkennen läßt. Zugfestigkeit im ausgeglühten Zustand fern der Schweißnaht 3867 kg/qcm, Bruchdehnung 28,8 vH, Zugfestigkeit an der Schweißstelle 3228 und 3312 kg/qcm, Bruchdehnung 26,0 und 20,6 vH. Die Hartbiege-, Schmiede und Lochproben wurden bestanden. Bei der Kerbschlagprobe wurden 15,1 bis 19,6 mkg/qcm zum Bruch verbraucht.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeit unter 4100 kg/qcm. Es befriedigt die Anforderungen der deutschen Materialvorschriften.

2) Das eingelieferte Stück enthält eine Schweißnaht.

3) In der Nähe der Schweißnaht ist das Material geschädigt worden, obwohl die Schweißung an derjenigen Stelle der Tafel erfolgte, welche die geringste Zugfestigkeit hat.

17) Kesselblech aus Sachsen.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das Stück stammt aus dem Mantel eines Kessels mit Unterfeuerung und rückkehrenden Heizrohren. Nahe dem Dampfdom sowie einer Tragpratze in der Abdeckung des dritten Feuerzuges bildete sich ein Riß. Das Blech war in der Kesselschmiede nicht im Feuer bearbeitet worden.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialpüfungsanstalt Stuttgart.

Zugfestigkeit senkrecht zur Kesselachse im Einlieferungszustand 3773, parallel zur Kesselachse 3815 kg/qcm, nach dem Ausglühen senkrecht zur Kesselachse 3926, parallel zur Kesselachse 3811 kg/qcm, Bruchdehnung 27,6 bezw. 24,9, 28,8 und 26,1 vH. Bei der Hartbiegeprobe brachen die beiden parallel zur Kesselachse entnommenen Streifen in der aus Fig. 29, Textblatt 18, ersichtlichen Weise. Die senkrecht zur Kesselachse entnommenen Streifen haben die Hartbiegeprobe bestanden. Bei der Kerbschlagprobe wurden zum Bruch verbraucht 8,8 bis 13,2 mkg/qcm.

Bei der metallographischen Untersuchung wurden Schichtenbildung und das Vorhandensein von Walzsplittern festgestellt.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeit unter 4100 kg/qcm.

2) Bei der Hartbiegeprobe sind die beiden parallel zur Kesselachse entnommenen Streifen gebrochen.

3) Es wurden Schichtenbildung und das Vorhandensein von Walzsplittern festgestellt.

18) Kesselblech aus dem Elsaß.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das eingelieferte Stück stammt vom hinteren Ende der Sohle des ersten Mantelschusses eines Zwei-Wellflammrohrkessels (Heizfläche 81,4 qm, Rostfläche 2,4 qm, Betriebsdruck 10 at, erbaut 1901). Es war unmittelbar vor der Mauerzunge gelegen, die den zweiten und dritten Zug trennt. Der Kessel sollte nach Beendigung der regelmäßigen Reinigung wieder in Betrieb genommen werden. Bei der vorher angestellten Kaltwasserdruckprobe blieb der Druck bei 12 at stehen; hierbei wurde ein dumpfer Knall gehört. Vom Heizkanal aus konnte am unteren Teil der zweiten Rundnaht starkes Lecken wahrgenommen werden. Bei der Besichtigung wurde dort ein über 13 Nieten sich erstreckender Riß wahrgenommen. Etwas weiter nach vorn, ungefähr in der Mitte der Sohle des ersten Schusses, war eine 1340 × 650 mm große Ausbauchung (quer zur Kesselachse) mit etwa 12 mm Höhe vorhanden. Die Bruchflächen zeigten keine alten Stellen. Nach Entfernen der Nieten trat zutage, daß die Löcher versetzt waren, was auch herausgeschlagene Nieten deutlich erkennen ließen.

Der Kessel war unter Verwendung schlammhaltigen Wassers 3 Monate Tag und Nacht betrieben worden. Der angesammelte Schlamm reichte nach Angabe des Kesselreinigers fast bis an die Flammrohre. Die Innenwandungen sollen mit Teer gestrichen worden sein. Dieser war zu dick aufgetragen und ist zu einem Brei zusammengeschmolzen, der unten im Kessel festbrannte.

(In der Tat zeigt das eingelieferte Blech einen schwarzen Belag, der die vorhandenen Vertiefungen, wie Stemmfurchen, Kesselhammerhiebe usw. so verdeckte, daß sie erst an den ausgeglühten Stäben beobachtet werden konnten.)

Hinsichtlich der Herstellung des Kessels liegen folgende Mitteilungen vor. Beim Einsetzen des Ersatzschusses zeigte sich, daß er enger war (innerer Umfang 6592 mm) als der zweite Schuß, auf den er zu nieten war (äußerer Umfang 6630 mm). Es wird von dem Antragsteller für die vorliegende Untersuchung vermutet, daß diese Verhältnisse bei dem alten, gerissenen Schuß dieselben waren. Dieser würde dann gewaltsam eingepaßt und dadurch bedeutende innere Spannung erzeugt worden sein.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Zugfestigkeit im Einlieferungszustand 3616, nach dem Ausglühen 3549 kg/qcm, Bruchdehnung 27,5 und 30,2 vH. Die Hartbiege-, Schmiede- und Lochproben wurden bestanden. Bei der Kerbschlagprobe wurden zum Bruch bis 14,8 mkg/qcm verbraucht. Bei der metallographischen Untersuchung erwies sich das Blech als sehr schlackenreich. Als Beispiel dienen Fig. 30 und 31, Textblatt 18 (Vergrößerung je 150fach). Die Nietlöcher sind gestanzt. Auch sonst ist beim Nieten gewaltsam verfahren worden, wie aus der Abbildung der Blechoberfläche, Fig. 32, hervorgeht. In der Längsrichtung wies das Blech eine Verbiegung auf, die mit der Vermutung, daß der Schuß aufgeweitet worden sei (s. o.), nicht im Widerspruch stehen würde. Die Stemmkanten sind abgebogen, wie wenn die Bleche vor dem Verstemmen geklafft hätten.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material ist ein Blech mit Zugfestigkeit unter 4100 kg/qcm. Es erfüllt die Anforderungen der deutschen Materialvorschriften.

2) Die Nietlöcher sind gestanzt.

3) Das Blech weist Anzeichen für stattgehabte gewaltsame Behandlung auf.

4) Das Material enthält zahlreiche Schlackeneinschlüsse.

Die eingetretene Rißbildung dürfte mit den unter 2) bis 4) erwähnten Umständen (im Verein mit der erfolgten Ausbeulung infolge Wärmestauung) im Zusammenhang stehen. Inwieweit die Einflüsse der Wartung des Kessels beteiligt sind, die, wenn die oben angeführten Angaben (Verschlammung bis zu den Flammrohren, Teeranstrich) zutreffen, nicht besonders sorgfältig gewesen zu sein scheint, muß dahingestellt bleiben.

19) Kesselblech aus Bayern.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

Das eingelieferte Stück stammt vom hinteren Rand der Feuertafel eines im Jahr 1886 gebauten Heizrohrkessels mit

Unterfeuerung. Vor der Reinigung wurde gewöhnlich das Wasser kurz nach Einstellung des Betriebes abgelassen, ohne daß die Abkühlung abgewartet worden wäre. Im Herbst 1910 wurde in der Feuertafel an der hinteren nahe der Feuerbrücke gelegenen Rundnaht ein über 13 Nietlöcher sich erstreckender Riß bemerkt. Auch der anstoßende Blechschuß wies Nietlochrisse und Anbrüche auf. Die Feuertafel wurde aus dem Kessel herausgenommen und kalt gerade gerichtet. Sie erhielt dabei zahllose Risse. Einen kleinen Teil der Tafel zeigt Fig. 33, Textblatt 18.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Die größere Anzahl der Risse durchdringt nicht die ganze Dicke der Tafel, sondern ist nur auf der Wasserseite vorhanden. Diese ist mit zahllosen Hiebnarben, wie sie beim unvorsichtigen Abklopfen des Kesselsteines entstehen, bedeckt. Dadurch ist das Blech so spröde geworden, wie aus Fig. 33 hervorgeht[1]).

Die mechanische Untersuchung ergab folgendes: Zugfestigkeit im Einlieferungszustande 2721 bis 4151 kg/qcm, nach dem Ausglühen senkrecht zur Kesselachse 4156 und 4255, parallel zur Kesselachse 4377 bis 4532 kg/qcm, Bruchdehnung im ersteren Fall 0,9 bis 24,1, im letzteren Fall 21,1 und 28,5 bezw. 23,5 bis 27,7 vH. Bei der Hartbiegeprobe ist einer der fünf geprüften Streifen gebrochen. Schmiede- und Lochproben konnten wegen Mangels ausreichend großer rißfreier Stücke nicht ausgeführt werden. Bei der Kerbschlagprobe (kleine Stäbe) wurden zum Bruch verbraucht im Einlieferungszustand 0,6 bis 0,8, nach dem Ausglühen 1,2 bis 4,6 mkg/qcm. Die metallographische Untersuchung ergab, daß die Nietlöcher gestanzt sind; Ausglühen hat nach dem Stanzen nicht stattgefunden. Das Blech enthält außerordentlich viele Schlackeneinschlüsse, namentlich in Schichten parallel zur Walzhaut. Das Gefüge weist eigenartige »Spaltenbildung« auf. Die chemische Analyse, ausgeführt von den vereidigten Handelschemikern Dr. Hundeshagen und Dr. Philip in Stuttgart, ergab Gehalte an Kohlenstoff von 0,082, Mangan 0,45, Phosphor 0,109, Sauerstoff 0,026, Silizium 0,005, Schwefel 0,0066, Stickstoff 0,008 vH.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeit über 4100 kg/qcm.

2) Bei der Hartbiegeprobe ist von 5 Stäben einer gebrochen.

3) Die Nietlöcher sind gestanzt, nachheriges Ausglühen hat nicht stattgefunden.

4) Das Blech weist zahlreiche Hiebnarben auf der Wasserseite auf.

5) Das Blech erweist sich als stark verunreinigt.

Die eingetretene Rißbildung und das äußerst spröde Verhalten der Tafel beim Geraderichten dürfte mit den unter 2), 3), 5) und namentlich 4) festgestellten Tatsachen zusammenhängen. Durch geeignete Behandlung ist es gelungen, die Sprödigkeit wieder zu erzeugen, nachdem sie durch Abhobeln und Ausglühen des Streifens beseitigt worden war, vergl. Fig. 34, Textblatt 18.

20) Blechstück aus einem Seeschiffskessel.

a) Angaben, die der Materialprüfungsanstalt gemacht worden sind.

An dem Mantel des Kessels waren nach 1¼ jährigem Betriebe Nietlochrisse entdeckt worden. Die Nietung war bei Frostwetter in der Kesselschmiede ausgeführt und die Naht vor dem Nieten durch Einstecken glühender Bolzen oder auch mit einer Benzinlampe leicht erwärmt worden. Beim Nieten fanden schwere Hämmer Verwendung, auch wurden Schläge auf die Platte gegeben, um die erforderliche Dichtung zu erzielen.

b) Ergebnisse der Untersuchung in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart.

Eingeliefert wurde nur ein sehr kleines Stück, das in der Mitte ein Nietloch enthielt und in 4 Teile zerbrochen war. Ein Querschnitt durch das Nietloch zeigte, wie Fig. 35, Textblatt 18, erkennen läßt, daß unterhalb des Nietkopfes sowie parallel zum Rand des konisch erweiterten Loches ein Riß *a-b-c* vorhanden ist. Auch erweist sich das Gefüge als sehr grobkörnig. Dies geht noch deutlicher aus Fig. 36 (Vergrößerung 150 fach) hervor. Die Zeichnung des letzteren Bildes deutet überdies darauf hin, daß das Blech bei hoher Temperatur verhältnismäßig raschem Erkalten ausgesetzt worden ist. Die Zugfestigkeit ergab sich im Einlieferungszustand zu 5541 kg/qcm, die Bruchdehnung zu 25,1 vH, gemessen auf eine ursprüngliche Länge gleich dem Fünffachen des Durchmessers. Kerbschlagproben (kleine Stäbe) verbrauchten im Einlieferungszustand zum Bruch 1,7 mkg/qcm. Sie brachen nach geringer Biegung. Die Hälften der Stäbe wurden hierauf ausgeglüht. Sie ließen sich nun, wie vorher gekerbt, um mehr als 90° biegen, ehe sie brachen. Das Material ist also durch das Ausglühen viel zäher geworden.

c) Zusammenfassung.

1) Das Material gehört zu den Blechen mit Zugfestigkeit über 4100 kg/qcm.

2) Es ist im Einlieferungszustand entschieden spröde.

3) Das Material hat eine ungünstige Wärmebehandlung erfahren — sowohl beim Ausglühen, das wohl auf dem Walzwerk vorgenommen wurde, als auch in der Kesselschmiede beim Nieten —; auch ein Blech von geringerer Zugfestigkeit würde durch solche Behandlung gelitten haben.

Schlußwort.

Von den 20 Kesselblechen, über deren Untersuchung im vorstehenden in aller Kürze berichtet ist, und die bei der Herstellung der Kessel oder im Betriebe zu Beanstandungen geführt haben, haben eine Zugfestigkeit

von weniger als 3400 kg/qcm im ausgeglühten Zustand (untere zulässige Grenze)[1]) die Bleche Nr. 2, 3, 4, 5, 6, 7, zusammen	6 Bleche
von 3400 bis 3600 kg/qcm die Bleche Nr. 1[2]), 8, 9, 10, 11, 12, 18, zusammen	7 »
von 3600 bis 4100 kg/qcm die Bleche Nr. 13, 14, 15, 16, 17, zusammen	5 »
von mehr als 4100 kg/qcm die Bleche Nr. 19 und 20, d. s.	2 »

Von den 20 Blechen, die zu Beanstandungen geführt haben, haben also 18 eine Zugfestigkeit von weniger als 4100 kg/qcm, gehören somit $^9/_{10}$ zu den sogenannten »weichen« Blechen und nur 2, d. i. $^1/_{10}$, zu den »harten« Blechen. Die Ergebnisse der Versuche zeigen anschaulich, daß diese Bezeichnungen »Hart« und »Weich« nicht das richtige Bild schaffen, was übrigens bei den Sachverständigen bekannt ist. Kein Kesselblech darf im eigentlichen, sonst üblichen Sinne des Wortes hart sein.

Zu Beanstandungen bei der Hartbiegeprobe gaben Veranlassung

die Bleche Nr. 2, 4, 6 mit Zugfestigkeit unter 3400 kg/qcm	3 Bleche
die Bleche Nr. 14, 17 mit Zugfestigkeit von 3400 bis 4100 kg/qcm	2 »
das Blech Nr. 19 (bei Nr. 20 konnte wegen Materialmangels die Hartbiegeprobe nicht ausgeführt werden)	1 »

[1]) Weiteres s. in der Arbeit von C. Bach in Z. 1911 S. 1296, Blech C.

[1]) Vergl. hierzu Fußbemerkung 1, Z. 1907 S. 1987. Dort ist auf Grund einer Bemerkung von andrer Seite erwähnt, daß sich in den Werkbescheinigungen über die Prüfung von Blechen, deren Zugfestigkeit sich bei Ermittlung in einer Prüfungsanstalt als der unteren zulässigen Grenze sehr naheliegend ergibt, öfters wesentlich höhere Werte angegeben finden. Inwieweit dies mit der Geschwindigkeit zusammenhängt, mit der die Stäbe auf dem Werk zerrissen werden müssen, braucht hier nicht erörtert zu werden. Auch aus den im vorstehenden mitgeteilten Werten ergeben sich häufig erhebliche Unterschiede zwischen dem, was in der Werkbescheinigung enthalten ist, und dem was in der Prüfungsanstalt ermittelt wird.

[2]) Zugfestigkeit nicht bestimmt.

Von den 18 »weichen« Blechen haben also 5 Bleche, d. i. fast ein Drittel, bei der Hartbiegeprobe zu Beanstandungen Anlaß gegeben.

Angaben oder Beobachtungen, dahingehend, daß das Material beim Herstellen der Bleche oder der Kessel weniger sorgfältige Behandlung[1]) — durch Stanzen der Löcher, Wärmebehandlung, starken Nietdruck usw. — erfahren hat, liegen vor für die Bleche

Nr. 3, 4 mit Zugfestigkeit unter 3400 kg/qcm, d. s. 2 Bleche
Nr. 8, 9, 12, 18 mit Zugfestigkeit von 3400 bis 3600 kg/qcm, d. s. . . . . 4 »
Nr. 13, 15 mit Zugfestigkeit von 3600 bis 4100 kg/qcm, d. s. . . . . 2 »
Nr. 19, 20 mit Zugfestigkeit über 4100 kg/qcm, d. s. 2 »

Es steht sonach zu vermuten, daß die Rißbildung mit der weniger sorgfältigen Behandlung in Zusammenhang gebracht werden kann bei 8 von den »weichen« Blechen, so daß deutlich zu erkennen ist, daß auch diese gegen unsachgemäße Behandlung empfindlich sind, was übrigens in den Kreisen der Sachverständigen schon längst bekannt ist[2]).

Angaben über weniger sorgfältige Behandlung im Betriebe liegen vor für die Bleche Nr. 2, 3, 18 und 19.

Schweißungen haben enthalten die Bleche Nr. 7, 9, 11 und 16. Das »weiche« Material hat sich also auch in dieser Beziehung als nicht unempfindlich erwiesen.

Lunkerteile enthalten die Bleche Nr. 1 und 4.

Aus Flammrohren stammen die im Betriebe gerissenen Bleche Nr. 1, 8, 9 und 16, davon sind Wellrohre Nr. 8, 9 und 16, d. i. mehr als $^1/_7$ der geprüften Bleche (eine ähnliche Verhältniszahl wird in dem Bericht über mehr als 50 Unfallbleche wiederkehren). Die Annahme, daß die Herstellung der Flammrohre an sich schon so weitgehende Ansprüche an die Güte des Materiales stelle, daß weniger gute Bleche von selbst ausgeschieden werden (eine Annahme, die der Vorschrift der Materialvorschriften der allgemeinen polizeilichen Bestimmungen zugrunde liegt: »Für Flußeisenbleche von 34 bis 41 kg/qmm Festigkeit, die im ersten Feuerzuge liegen, mit Ausnahme von Wellrohren und ähnlichen Feuerrohren, ist durch Werkbescheinigung der Nachweis zu führen, daß jedes Blech geprüft ist«), erfährt hierdurch eine gewisse, die Vorschrift nicht deckende Beleuchtung.

Für eine sehr große Zahl der »weichen« Bleche und bei einem der »harten« Bleche ergab sich bei der metallographischen Untersuchung Reichtum an groben und namentlich feinen, das Material ganz durchsetzenden Schlackenteilen.

Die Uebersicht über die im vorstehenden kurz zusammengefaßten Versuchsergebnisse führt zu folgenden

Schlüssen:

1) Bleche mit Zugfestigkeiten unter der zulässigen Grenze von 3400 kg/qcm kommen trotz der Abnahme häufiger zur Verwendung, als man denken sollte.

2) Unsachgemäße Behandlung von Flußeisenblechen führt auch bei dem »weichen« Material zur Schädigung.

3) Die hier untersuchten »harten« Bleche haben eine Behandlung erfahren, welche auch »weiche« Bleche geschädigt haben würde.

4) Mehrfach wurden Bleche als »hart« bezeichnet, ohne daß sie bei der Prüfung in der Anstalt Zugfestigkeiten über 4100 kg/qcm ergaben, also »hart« waren.

5) Dem Vorhandensein von groben und namentlich feinen Schlackenteilen, die das Material durchsetzen, dürfte weitergehende Beachtung zu schenken sein.

6) Unsachgemäßes Verfahren beim Nieten kann zur Rißbildung führen[1]).

7) Beim Abklopfen des Kesselsteines ist vorsichtig zu verfahren.

[1]) Vergl. die ausführlichen Erörterungen hierüber in der Arbeit des Verfassers in Z. 1907 S. 1982 u. f.

[2]) Vergl. die Darlegungen von C. Bach in der Arbeit »Eine bedenkliche Eigentümlichkeit unserer Material- und Bauvorschriften für Landdampfkessel«, Z. 1912 S. 360.

[1]) Vergl. Z. 1910 S. 362.

Langfräsmaschine der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann A.-G. in Chemnitz,

insbesondere zur Bearbeitung von Lokomotivbodenringen.[1])

Von Dipl.-Ing. F. Nickel.

(hierzu Tafel 6)

Die von der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G. in Chemnitz gebaute Langfräsmaschine mit zwei Frässpindeln, Fig. 1, zeichnet sich nicht nur durch ihre recht erheblichen Abmessungen, sondern auch durch eine Reihe konstruktiver Einzelheiten aus, die für den Fachmann bemerkenswert sind. Außer den gewöhnlichen Langfräsarbeiten sollen besonders die Bodenringe von Lokomotivfeuerbüchsen bearbeitet werden, und diese Aufgabe ist auch auf die Durchbildung der Maschine von wesentlichem Einfluß gewesen.

Die Maschine hat den üblichen hobelmaschinenartigen Aufbau und besteht aus dem ganz aufliegenden Bett mit dem Tisch und zwei seitlich angeschraubten Ständern, die oben durch eine kräftige Querstrebe zu einem steifen Rahmen verbunden sind. An den Ständern ist der Querbalken senkrecht verschiebbar, und auf ihm laufen die beiden Frässchlitten.

Die Tisch- und zugleich Fräslänge beträgt 3500, die Tischbreite 2200 mm, der Durchgang und damit die größte Höhe der bearbeitbaren Werkstücke 1000 mm. Gegenüber diesen nutzbaren Abmessungen beträgt die ganze Bettlänge 6 m, die ganze Höhe (bis Mitte der Ausgleichrollen) über 3 und die ganze Länge des Querbalkens von Vierkant zu Vierkant über 5 m.

Die Maschine wird durch einen Stufenmotor von 25 PS angetrieben, der eine Regelung der Geschwindigkeit in den Grenzen von 400 und 1200 Uml./min gestattet und auf der Grundplatte *a*, Fig. 4 (Tafel 6), aufgeschraubt wird, in dieser Figur aber nicht wiedergegeben ist. Auf dem dargestellten Motorwellenstumpf I sitzt ein zweiteiliges Pfeilzahnritzel *b* aus Bronze, das die Bewegung durch das Pfeilrad *c* auf Welle II überträgt. Rad *c* hat einen zweiteiligen Bronzekranz mit Pfeilzähnen, der mit einem gußeisernen Radkörper verschraubt ist. Die Nabe ist als Riemenscheibe ausgebildet, von der aus die Pumpe *d* angetrieben wird. Von Welle II wird die Bewegung durch die Zahnräder r_1 und r_3 auf die Räder r_2 und r_4 übertragen, die beide auf Welle III lose laufen. Sie können durch die Kupplung k_1 mit der Welle III verbunden werden. Der Kuppelmuff k_1 ist linksseitig mit Klauen versehen, die mit r_4 in Eingriff gebracht werden können, rechtsseitig aber kegelig verjüngt. Dieser Kegel drängt bei der Bewegung nach rechts den Hebel *e* zurück, wodurch der Vierkantklotz *f* eine kleine Verdrehung erfährt. Er

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Metall- und Holzbearbeitung) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 30 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Fig. 1.

Langfräsmaschine der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G.

spreizt dadurch den im Innern der Trommel g sitzenden Ring h auseinander, der sich nun fest an die Trommel g anlegt. Auf der Nabe von g ist das Rad r_3 aufgekeilt, so daß die Trommel nun die ihr von r_3 erteilte Bewegung durch den Sprengring h und den Bolzen i auf die Scheibe k überträgt, die mit Welle III verkeilt ist. Die Uebertragung geschieht also linksseitig durch Klauenkupplung, rechtsseitig durch Reibkupplung. Das Maß der Arbeitsübertragung durch die Reibkupplung ist bestimmt durch den Druck, mit dem der Sprengring an die Trommel gepreßt wird. Dieser Druck ist abhängig von der Drehung des Klotzes f, also von der Bewegung des Hebels e durch den Kupplungskegel. Durch eine Stellschraube l läßt sich daher der Anpressungsdruck und damit die Arbeitsübertragung der Reibkupplung regeln.

Von Welle III wird die Hauptbewegung durch die Kegelräder $\frac{r_5}{r_6}$, vergl. auch Fig. 2 und 3, Taf. 6, auf die senkrechte Welle IV geleitet, von der sie durch die Kegelräder $\frac{r_7}{r_8}$ und die Stirnradübersetzung $\frac{r_9}{r_{10}}$ auf die über dem Querbalken verlaufende lang genutete Welle VI übertragen wird, die sie an die beiden Spindeln weitergibt. Die Drehrichtungen der beiden Spindeln sind nun dadurch unabhängig voneinander gehalten, daß der Antrieb bei jedem Schlitten zuerst durch ein Wendegetriebe geleitet wird, das in Fig. 3 am linken Frässchlitten im Schnitt dargestellt ist und durch die Räder $\frac{r_{11}}{r_{13}}$ gebildet wird. Durch die Kupplung k_2 kann also jede Frässpindel unabhängig von der andern stillgesetzt oder rechts oder links herum angetrieben werden. Der Aufbau des Wendegetriebes ist in Fig. 5 und 6 in größerem Maßstab dargestellt. Die Längsverschieblichkeit auf der Welle VI hat hier einige Konstruktionsteile mehr nötig gemacht, als sie ein gewöhnliches Wendegetriebe erfordert; so konnte auch die Büchse, auf der sich die Muffe k_2 verschiebt, und die sowohl mit VI wie mit k_2 durch Federkeile verbunden ist, nicht in der üblichen Weise auf der Drehbank hergestellt werden, sondern bildet mit den Keilen ein Stück und mußte daher auf der Stoßmaschine bearbeitet werden. Ganz besonderer Wert ist auf eine ausreichende Schmierung der Büchse gelegt worden, da der Frässchlitten unter Arbeitsdruck verschoben wird.

Das Wendegetriebe gibt die Bewegung durch Welle VII und Stirnradübersetzung $\frac{r_{14}}{r_{15}}$ an die Frässpindel VIII weiter.

Die Frässpindel ist außer in der langen Nabe des Rades r_{15} noch in zwei Lagern aus Phosphorbronze sorgfältig gelagert; sie ist in der üblichen Weise durch entsprechendes Anziehen der oberen Doppelmuttern m, die nach Wegnahme des Deckels o zugänglich sind, unter gleichzeitigem Nachlassen der unteren Doppelmuttern n nachzustellen. Ein Kugelspurlager nimmt den Achsdruck auf. Das Werkzeug kann von oben durch die lang durchgehende Schraube p in den Spindelkegel hineingezogen und auf die gleiche Art auch bequem daraus entfernt werden. Die Spindel ruht mit ihren Lagern in der gußeisernen Hülse q, mit der sie senkrecht verschoben werden kann. Das Maß dieser Verschiebung ist nicht groß, weil es sich nicht so sehr um ein Heranbringen des Werkzeuges an das Arbeitsstück handelt — dazu wie auch zu einem etwaigen senkrechten Vorschub ist, wie wir später sehen werden, der Querbalken da —, als vielmehr um eine Feineinstellung und um einen Ausgleich etwaiger Unterschiede in den Fräserlängen. Sobald

Fig. 5 und 6.

Wendegetriebe am Frässchlitten.

Maßstab 1 : 6.

man die Spindel in die richtige Lage gebracht hat, wird die Hülse durch das Bremsstück r vom Sechskant h_3 aus (s. rechter Schlitten) festgebremst. Für außergewöhnlich lange Fräsdorne ist eine um die Spindel drehbare Verlängerungsführung s beigegeben. Es fällt auf, daß die beiden Frässchlitten nicht gleich ausgebildet sind, daß vielmehr der linke höher ist als der rechte. Das hat seinen Grund in dem Bestreben, die beiden Schlitten so nahe wie möglich aneinander bringen zu können. Am rechten Frässchlitten sind noch der Hebel h_2 zum Bedienen der Kupplung k_2 und das Handrad h_4 für die Senkrechtverstellung der Frässpindel zu erkennen. Das Handrad h_4 arbeitet über Schnecke t und Schneckenrad u auf das Ritzel v, das in eine in die Büchse q eingelassene Zahnstange w, vergl. Fig. 2, greift und damit die Büchse senkrecht verstellt. Hebel h_2 wirkt durch die beiden Schraubenräder x, vergl. Fig. 7, Taf. 6, auf die kleine Welle y, die durch den außerachsigen Zapfen z die Kupplung k_2 nach rechts oder links legt. Auf diese Weise können den beiden Fräserspindeln folgende Umlaufzahlen erteilt werden:

mit Vorgelege $\frac{r_3}{r_4}$	15,2	21,6	29,2	36	45,5	Uml./min.
mit Vorgelege $\frac{r_1}{r_2}$	24	34,4	49,6	57,2	72	

Außer der Hauptbewegung, der Bewegung der Frässpindeln, ist weiter der Vorschub des auf den Tisch aufgespannten Werkstückes hervorzubringen, wozu sich noch die Schnellverstellung des Tisches gesellt. Bei dem Entwurf der Organe für diese Bewegungen war auf die mit diesen Maschinen besonders in Aussicht genommene Bearbeitung von Lokomotivbodenringen, Fig. 8 und 9, Rücksicht zu nehmen, bei denen auch die geneigten Seiten ohne Umspannen bearbeitet werden sollen. Das setzt das Zusammenwirken der

Fig. 8 und 9. Lokomotivbodenring.
Maßstab 1 : 30.

wagerechten Tischvorschubbewegung mit einem gleichzeitigen und gleichmäßigen, also zwangläufigen Heben oder Senken des Fräsers und damit des Querbalkens voraus, der für gewöhnlich nur von Hand oder auch, zum schnellen Verstellen, mechanisch bewegt wird.

Die Tischbewegung wird für die Schnellverstellung von Welle II, für die Vorschübe von Welle III abgeleitet. Von Welle II, Fig. 4, Taf. 6, treibt zunächst das Kegelräderpaar $\frac{z_1}{z_2}$ auf Welle IX von 65 mm Dmr., Fig. 10, Taf. 6, über die Kegelräder $\frac{z_3}{z_4}$ auf Welle X, durch das Wendegetriebe $\frac{z_5}{z_7}$ auf Welle XI, $\frac{z_8}{z_9}$, XII und die Stirnräder z_{10} z_{11} z_{12} auf die Schnecke a', die in die unter dem Tisch befestigte Schraubenzahnstange eingreift, vergl. auch Fig. 11, Taf. 6. Die Schnecke ist gemeinsam mit dem letzten Stirnrad z_{12} auf dem Bolzen XIII verkeilt, der beiderseits, namentlich aber auf der rechten Seite, sorgsam gelagert ist, wo zwei Kugelspurlager den Achsdruck aufnehmen. Das Wendegetriebe $\frac{z_5}{z_7}$, das die Schnellverstellung in beiden Richtungen gestattet, wird durch die Kupplung k_6 und den Handhebel h_6 bedient.

Die auf dieselbe Schnecke a' arbeitende Vorschubbewegung wird nun von der Welle III durch die Norton-Schwinge b', Fig. 4, also durch Rad z_{13} und Zwischenrad z_{14} auf die vier Wechselräder z_{15} bis z_{18} und damit auf deren Welle XIV geleitet, von der die Bewegung durch die Zahnräder z_{19} und z_{21} auf die auf Welle XV lose laufenden Zahnräder z_{20} und z_{22} übertragen wird, die durch die Kupplung k_7 mit XV verbunden werden können. Damit sind also 8 Vorschübe für jede Spindelumlaufzahl verfügbar. Um ein Klemmen beim Verschieben der ziemlich schweren Schwinge b' auszuschließen, unterstützt man die Bewegung durch eine die Schwinge fassende, nicht gezeichnete Zahnstange, in die ein Trieb eingreift, der auf der Welle p, Fig. 10, sitzt und durch ein auf deren äußerem Ende befestigtes Handrad bewegt wird.

Von Welle XV wird die Bewegung weitergeführt durch die Kegelräder $\frac{z_{23}}{z_{24}}$ auf die unter Welle IX liegende Welle XVI von 70 mm Dmr., Fig. 10, $\frac{z_{25}}{z_{26}}$, XVII und das Wendegetriebe $\frac{z_{27}}{z_{29}}$, mit dem die Richtung des Vorschubes bestimmt wird, auf Welle XVIII, vergl. Fig. 11, Schnecke c' und Schneckenrad d'. Das Schneckenrad d' ist auf den mit Kupelzähnen versehenen Teller e' aufgekeilt, der lose auf Welle XIX läuft und durch die Kupplung k_9 mit der Hülse f' verbunden werden kann, die mit dem Zahnrad z_{11}, das im Zuge der vorbeschriebenen Eilbewegung schon genannt wurde, ein Stück bildet. An die Welle XIX ist dann auch gleich die Handverstellung des Tisches angeschlossen. Sie wird durch die Handräder h_9, Fig. 4, auf beiden Seiten der Maschine über XX, $\frac{z_{30}}{z_{31}}$, XXI, $\frac{z_{32}}{z_{33}}$ bewirkt. Hierbei hat man noch eine recht geschickte Konstruktion vorgesehen, um bei Benutzung der mechanischen Tischbewegung das Mitlaufen der Handräder h_9, das namentlich bei der Eilbewegung Gefahren für den Arbeiter in sich schließt, unmöglich zu machen. Zu dem Zweck laufen die Handräder lose auf der Welle XX, mit der sie durch Klauenkupplungen verbunden werden können. Diese Kupplungen werden durch ein Gestänge zwangläufig ausgerückt, sobald eine der mechanischen Tischbewegungen eingeschaltet ist. Unter Welle XX laufen nämlich die beiden Flachstangen g' entlang, s. auch Fig. 3, die an ihren äußeren Enden Gabeln h' tragen, mit denen sie die Räder aus den Kupplungen schieben, sobald sie selbst auseinander gedrängt werden. Das geschieht, wenn die Stange i' aus der in Fig. 4 gezeichneten Stellung nach rechts oder links verschoben wird. Zur Verminderung der Widerstände hierbei sind die Stangen g' an den Enden mit Rollen k' versehen. Es sei an dieser Stelle besonders darauf hingewiesen, daß sämtliche Handgriffe für die Tischbewegung von beiden Seiten der Maschine aus eingestellt werden können.

Da, wie gesagt, sowohl die Eilbewegung wie der langsame Vorschub durch das Zahnrad z_{11} und die folgenden Glieder auf die Schnecke arbeitet, durch Einrücken der Kupplung k_9 also beide Bewegungen auf z_{11} geleitet würden, ist es unumgänglich nötig, daß zwischen den beiden Bewegungen eine zwangläufige Verriegelung besteht, derart, daß immer nur eine Bewegung möglich ist. Das ist hier auf folgende Art erreicht. Die Kupplung k_9 wird durch den Hebel h'_9 bewegt, der am freien Ende einen Zahnbogen trägt, in den der Handhebel h_{10} eingreift. An beiden Hebeln greifen Federn l' an, die bestrebt sind, die Kupplung k_9 auszurücken. Der Hebel h_{10} bedient aber gleichzeitig die Kupplung k_{10}, die infolge des Zusammenwirkens von h'_9 und h_{10} also immer nur eingerückt werden kann, wenn k_9 ausgerückt ist. Die Kupplung k_{10} ist zwischen Welle X und Wendegetriebe $\frac{z_5}{z_7}$ geschaltet, da

sich die Kupplung k_6 nicht unmittelbar zwangläufig mit k_9 verbinden ließ, weil diese nur zwei, jene aber drei Stellungen einnehmen muß. k_{10} verbindet beim Einrücken Welle X mit einer Büchse m', auf der der Kuppelmuff k_6 aufgekeilt ist. Mit h_{10} ist auch die vorerwähnte Stange i' verbunden, so daß also in der Tat beim Verschieben des Hebels h_{10} aus der Mittellage, d. h. beim Einrücken irgend einer Tischbewegung, die Handräder h_9 ausgerückt werden.

Zum Einschalten der Vorschubbewegung des Tisches, d. h. zum Einrücken der Kupplung k_9, ist also der Handhebel h_{10} nach links zu bewegen. Es mag darauf hingewiesen werden, daß die Bewegung der beiden Kuppelmuffe k_9 und k_{10} vollständig der Bewegung des Handhebels h_{10} entspricht, was dem Arbeiter die Bedienung erleichtert. Damit h_{10} entgegen dem Zuge der Federn l' in seiner Stellung verharrt, ist das Ende des Hebels um den Bolzen n' gelenkig auf- und abdrehbar und schnappt in der bezeichneten Stellung hinter die Nase o', Fig. 12, Taf. 6, hinter der es durch die federnde Unterlage p' gehalten wird. Zum Ausrücken des Vorschubes von Hand genügt also ein Druck nach unten auf den Hebel h_{10}, der, sobald die Nase ihn freigibt, durch die Federn nach rechts geschnellt wird, bis er gegen die Schulter q' stößt. Diese Schulter bestimmt die Mittellage, in der beide Kupplungen k_9 und k_{10} ausgerückt sind, der Tisch also stillsteht. Zum Einleiten der schnellen Bewegung, also zum Kuppeln der Muffe k_{10}, genügt ein weiterer Druck nach unten auf Hebel h_{10}, der, sobald er die Schulter q' verläßt, weiter nach rechts geschnellt wird.

Von einer neuzeitlichen Fräsmaschine ist nun noch zu fordern, daß sie nach Beendigung eines Arbeitsganges den Vorschub selbsttätig abstellt. Das wird wie üblich durch am Tisch verstellbare Anschläge bewirkt. Die rechtsseitige Führungsleiste r' des Tisches, Fig. 11 (vergl. auch Fig. 3), trägt solche Anschläge s'. Sobald einer von ihnen gegen die Nase t' des Hebels h_{11} stößt, drängen die auf dessen Achse sitzenden Finger u', vgl. auch Fig. 12, entweder unmittelbar oder unter Vermittlung des Winkelhebels v' den Hebel h_{10} aus beiden seitlichen Stellungen in die Mittelstellung, so daß durch diese Anschläge auch die Eilbewegung begrenzt werden kann.

Zum Schluß handelt es sich nun noch um die Auf- und Niederbewegung des Querbalkens und um die Verschiebung der Frässchlitten auf dem Querbalken. Wie schon erwähnt, zwingt bei ersterer die Rücksicht auf die Bearbeitung der schrägen Seiten der Lokomotivbodenringe dazu, außer der üblichen mechanischen Verstellung dem Querbalken noch eine regelrechte Vorschubbewegung zu erteilen, die überdies mit dem wagerechten Vorschub des Tisches in ein bestimmtes, wechselbares Verhältnis zu bringen sein muß, damit man den Weg des Fräsers den wechselnden Steigungen der verschiedenen Bodenringtypen anpassen kann. Die Eilbewegung des Querbalkens ist daher folgerichtig von der Welle X, die die Eilbewegung des Tisches vermittelt, die Vorschubbewegung des Querbalkens von der Welle XVII, die die Vorschubbewegung des Tisches durchleitet, abgezweigt worden, erstere über die Kegelräder $\frac{z_{34}}{z_{35}}$, vergl. auch Fig. 13, Taf. 6, auf die leerlaufende, mit Kuppelzähnen versehene Büchse w', letztere über Schnecke x' und Schneckenrad y', Welle XXII, z_{36}, z_{37}, z_{38} auf die ebenfalls leerlaufende, mit Kuppelzähnen versehene Büchse z'. Durch Kupplung k_{12}, Handhebel h_{12} kann daher die Welle XXIII entweder mit der die Eilbewegung einleitenden Büchse w' oder mit der die Vorschubbewegung der Wechselräder übermittelnden Büchse z' verbunden werden. Um von der dem Tisch erteilten Bewegung der Richtung nach unabhängig zu sein, hat man hinter Welle XXIII ein Wendegetriebe k_{13}, Fig. 4, eingeschaltet, das durch die Räder $\frac{z_{39}}{z_{41}}$ auf Welle XXIV arbeitet. Von dieser Welle ist durch das Rad z_{42} die Bewegung der beiden Frässchlitten, durch die am Wellenstumpf ausgebildeten Kuppelzähne die Bewegung des Querbalkens weitergeführt; Frässchlitten und Querbalken haben somit Eil- und Vorschubbewegung. Die Zahnräder $\frac{z_{42}}{z_{43}}$, Fig. 3 unten rechts, treiben auf die langgenutete Standwelle XXV, Fig. 2 und 14, Taf. 6, von der die Bewegung durch die am Schlitten befestigten Kegelräder $\frac{z_{44}}{z_{45}}$ auf Welle XXVI und über die Kupplung k_{15} auf die lange Büchse a'' übertragen wird. In diese Büchse ist zunächst ein Schneckengewinde eingeschnitten, mit dem das Schneckenrad b'' kämmt, das durch den Bolzen c'' mit der vorn rechts am Querbalken sichtbaren Teilscheibe e'', vergl. auch Fig. 2, verbunden ist und die Bewegungen der Schlitten hier sichtbar macht. Das auf der Büchse a'' außerdem sitzende Zahnrad z_{46} leitet die Bewegung von a'' weiter über das Zwischenrad z_{47} auf die Räder z_{48} und z_{49}, Fig. 2 und 3. Jedes dieser Räder ist durch eine Kupplung mit einer der beiden Spindeln f'' und g'' verbunden, so daß durch k_{16} die Spindel f'' die eingeleitete Bewegung unmittelbar verwendet, während sie bei g'' durch das Wendegetriebe $\frac{z_{50}}{z_{52}}$ mit der Kupplung k_{17} erforderlichenfalls noch einmal umgekehrt werden kann, damit man auch mit jedem der Schlitten unabhängig vom andern arbeiten kann. Die Kupplung k_{15} dagegen hat den Zweck, den Vorschub für beide Schlitten zusammen einzurücken oder auszuschalten. Sie ist daher verwendet worden, um den Schlittenvorschub von jeder Stelle des Querbalkens aus abschalten zu können. Der Handhebel h_{15} wird im eingerückten Zustand durch ein Gesperre p'' festgehalten. Das Gesperre kann durch die Hebel h_{17} und h_{18}, Fig. 3, die sich an den Enden und in der Mitte der langgenuteten, unter der ganzen Länge des Querbalkens sich hinziehenden Welle q'' befinden, vermittels des Fingers r'' und des Zwischensteges s'' zur Seite gedrückt werden, worauf Hebel h_{15} durch Federkraft nach rechts geschnellt und damit k_{15} ausgerückt wird. Die Welle q'' hat man zugleich durch Aufsetzen der drei Finger t'' benutzt, um einmal die Schlittenbewegung am Ende des Querbalkens selbsttätig auszuschalten und weiterhin ein Zusammenlaufen beider Schlitten zu verhüten. Das geschieht dadurch, daß die an den Schlitten angebrachten Nasen u'' in den Endstellungen und vor dem Zusammenstoßen der Schlitten die Finger t'' herumlegen, wodurch, wie vorhin, Kupplung k_{15} ausgerückt wird. Endlich ist noch die mit Teilung versehene Scheibe e'' verwendet, um den Schlittenvorschub — bei der Querbewegung arbeitet immer nur ein Schlitten — nach Zurücklegung einer bestimmten Arbeitstrecke selbsttätig auszuschalten, indem die Teilscheibe auf der mit Ringnut versehenen Scheibe d'' verdreht und entsprechend der gewünschten Strecke eingestellt werden kann. Die Scheibe e'' ist aber auf der Unterseite als Kurvenscheibe ausgebildet, die in ähnlicher Weise wie der Finger r'' auf den Zwischensteg v'' drückt, um das Gesperre p'' zurückzuschieben, worauf wieder die Vorschubkupplung ausschnappt. Der außen sichtbare Stift w'' kennzeichnet dabei die Stelle der Teilscheibe, bei der der Hebel h_{15} freigegeben wird.

Die Spindeln f'' und g'', bei denen der Achsschub übrigens durch Kugelspurlager abgefangen ist, verschieben nun die Schlitten in der üblichen Weise durch an diesen befestigte Muttern. In Fig. 7 ist die Mutter k'' der unteren Spindel g'' sichtbar. Die Mutter wird durch die selbstsperrend wirkende Schnecke l'' festgehalten, an deren Ende der eingangs erwähnte Vierkant h_5 sitzt, mit dem man bei feststehender Spindel den Schlitten von Hand verschieben kann.

Wir kehren zur Welle XXIV, Fig. 4, zurück, von der die Schlittenbewegung durch $\frac{z_{42}}{z_{43}}$ abgeleitet wurde. Wie schon gesagt, wird durch die Kupplung k_{14} von dem mit Kuppelzähnen versehenen Ende der Welle XXIV die Querbalkenverschiebung abgezweigt. k_{14} sitzt auf Welle XXVII. Zwischen dieser und der benachbarten Welle XXVIII wird nun durch einzubauende Wechselräder, die den Neigungswinkel des Fräserweges in weiten Grenzen zu ändern gestatten, die Verbindung mit dem wagerechten Tischvorschub hergestellt. Von Welle XXVIII wird die Bewegung nämlich durch $\frac{z_{53}}{z_{54}}$ auf die lange Welle XXIX und von deren Rädern z_{55} und z_{57} auf z_{56} und z_{58} der beiden senkrechten Querbalkenspindeln m'' und n'', Fig. 3, übertragen. Dadurch, daß die Welle XXVII mit einem Vierkant versehen ist, kann zugleich von hier aus der Querbalken von Hand verstellt werden. Zur Erleichterung der Handverstellung ist das Gewicht des Querbalkens so

weit wie möglich durch Gegengewichte ausgeglichen. Um ein schnelles Ein- und Ausbauen der Wechselräder zu ermöglichen, hat man sie auf ihren Achsen außerhalb des Räderkastens fliegend gelagert und sie durch einen wegschwenkbaren Deckel *o''* geschützt.

Man muß zugestehen, daß die Maschine durch die Verschieb- und Eilbewegungen ganz außerordentlich vielseitig geworden ist, ohne daß die Uebersichtlichkeit und Sicherheit der Bedienung darunter gelitten hätte. Die Vielseitigkeit der Bewegungen, die selbsttätigen Ausrückungen sind hier wie stets den Wünschen des Bestellers angepaßt. Sie gewährleisten eine weitreichende Verwendbarkeit der Maschine und schnelle Umstellung von einer Arbeit auf eine andre. Selbstverständlich erfordert aber trotz aller Sicherungen, Verriegelungen und Selbstauslösungen die Bedienung der Maschine einen ziemlich intelligenten und geschickten Arbeiter, in dessen Hand sie dann aber auch durchaus Befriedigendes leistet.

Zusammenfassung.

Die beschriebene Langfräsmaschine zeichnet sich nicht allein durch erhebliche Abmessungen, sondern auch durch außergewöhnliche Vielseitigkeit der Bewegungsmöglichkeiten für Tisch, Querbalken und Werkzeugschlitten aus. Dem Sonderzweck, auch die schrägen Flächen der Lokomotivbodenringe zu fräsen, ist durch die Möglichkeit des Zusammenarbeitens von Tisch- und Querbalkenvorschub Rechnung getragen.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. Juni 1912.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 1. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Zimmermanns.
Schriftführer: Hr. Oestreicher.
Anwesend 44 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Rötscher berichtet über den Entwurf der Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung.

Hr. Langer berichtet über den Entwurf der Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Hr. Rötscher spricht über die Fahrt des Ballons »Aachen« gelegentlich der Sonnenfinsternis am 17. April.

Eingegangen 30. Mai 1912.

Bayerischer Bezirksverein.

Am 17. Mai wurden zusammen mit dem Polytechnischen Verein die Augsburger Werke der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg besichtigt.

Eingegangen 28. Mai 1912.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 9. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Lewicki. Schriftführer: Hr. Andersen.
Anwesend 47 Mitglieder und 3 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Dr. Trainer, zu dessen Ehren sich die Anwesenden von den Plätzen erheben.

Hr. Mauck macht Mitteilungen über selbsttätige Feuerungsregelung bei Dampfkesseln.

Eingegangen 28. Mai 1912.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 17. April 1912.
Vorsitzender: Hr. Overath. Schriftführer: Hr. Berg.
Anwesend 28 Mitglieder und Gäste.

Hr. Dr. Richard Henning aus Berlin spricht über Deutschlands außereuropäische Bahnbauten mit besonderer Berücksichtigung der Kolonialbahnen.

Hr. Blümcke berichtet über den Entwurf der Normal-Unfallverhütungsvorschriften.

Hr. Dr. Koob berichtet über den Entwurf von Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Eingegangen 20. Mai 1912.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Benemann. Schriftführer: Hr. Buchholz.
Anwesend 17 Mitglieder.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Zobel und Eberhardt, deren Andenken die Versammlung durch Erheben von den Sitzen ehrt.

Hr. Winterschladen spricht über Trocknungsanlagen.

Der Vortragende behandelt die Trocknungsanlagen, die im Osten Deutschlands in landwirtschaftlichen und gewerblichen Betrieben Anwendung finden. Er weist durch Zahlenbeispiele nach, daß, wenn es sich um Oberflächentrocknung handelt, die heiße Luft das beste Mittel ist, gute Erfolge zu erreichen; ferner, daß durch Vergrößerung des Wärmegehaltes der Luft auch deren Wirkung — als Wasserdampfträger — bedeutend zunimmt, wobei die Temperaturen, welche die einzelnen Trockenerzeugnisse zulassen, berücksichtigt werden müssen.

Zunächst wird die Arbeitsweise der Schnitzeltrocknungsanlagen in Zuckerfabriken eingehend erläutert und ihre wirtschaftliche Ausnutzung besprochen. Ferner werden Zahlen für Gestehungskosten von Trockenschnitzeln gegeben. Welchen wirtschaftlichen Wert diese Trockenschnitzel haben, läßt sich daraus erkennen, daß die in der Provinz Posen arbeitenden 21 Zuckerfabriken alle als Nebenerzeugnisse Schnitzel herstellen. Einige von diesen Fabriken sind imstande, bei einer Rübenverarbeitung von 22000 bis 24000 Zentnern in 24 st 2000 bis 2100 Zentner Trockenschnitzel in dieser Zeiteinheit herzustellen. Sodann behandelt der Vortragende die Trommeltrockner, die besonders in den landwirtschaftlichen Betrieben zum Trocknen von feuchten und nassen Stoffen, die eine stückige und körnige Beschaffenheit haben, verwendet werden.

Hierauf wird ein Walzentrockner besprochen, der zur Herstellung von Kartoffelflocken dient. Diese sind ein ausgezeichnetes Kraftfutter für alle Vieharten und werden daher von Landwirten sehr bevorzugt. Im wesentlichen besteht dieser Trockner aus zwei Metallwalzen, die von innen mit Dampf geheizt werden. Die vorher gedämpften Kartoffeln werden durch Walzen, die sich gegeneinander drehen, zu einer dünnen Masse gepreßt, die, an den Walzen haftend, durch deren Hitze getrocknet und mit Messern von ihnen abgeschabt wird.

Außerdem werden noch die Trocknungsanlagen für Pülpe, Stärke, Weizen, Gemüse, Treber und Malz näher behandelt.

Eingegangen 3. Juni 1912.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Sitzung vom 24. Januar 1912.
Vorsitzender: Hr. Mathée. Schriftführer: Hr. Pieper.
Anwesend 70 Mitglieder und Gäste.

Hr. Zivilingenieur Georg Schönfeld aus Berlin-Halensee (Gast) spricht über Dampf-Fördermaschinen mit Fahrtregler nach Schönfeld.

Sitzung vom 2. März 1912.
Vorsitzender: Hr. Mathée. Schriftführer: Hr. Pieper.
Anwesend 86 Mitglieder und Gäste.

Hr. Dipl.-Ing. C. Matschoß aus Berlin (Gast) spricht über

die geschichtliche Entwicklung der Metallbearbeitung.

Der Vortragende weist darauf hin, welche ausschlaggebende Rolle in der Praxis alle Fragen der Herstellung einnehmen. Es ist oft leichter, Entwürfe zu machen und darauf Patente zu nehmen, als nachher diese Gedanken mit Rücksicht auf die technisch und wirtschaftlich vorhandenen Mittel auszuführen. Deswegen ist auch gerade für die Geschichte der Technik die Geschichte der Metallbearbeitung so sehr bedeutungsvoll.

Im 18. Jahrhundert war Holz noch der eigentliche Ma-

schinenbaustoff. Maschinenarbeit war Zimmermannsarbeit. Eisen wurde in noch zu geringen Mengen erzeugt. Nur im Geschützwesen und im Instrumentenbau hatte man mit Eisen und Metallen überhaupt umgehen gelernt, und in diesen Arbeitsgebieten mußte deshalb der Maschinenbauer vorzugsweise in die Lehre gehen, als er daran denken mußte, Eisen statt Holz zu benutzen.

Der Redner weist auf die großen Fortschritte in der Eisendarstellung hin, die das 18. Jahrhundert zuerst England gebracht hatte, um dann an Hand geschichtlicher Beispiele zu zeigen, welche unglaublichen Schwierigkeiten überwunden werden mußten, um z. B. die ersten Feuermaschinen herzustellen. An der Unmöglichkeit, brauchbare Zylinder herzustellen, war der geniale Gedanke Papins: die atmosphärische Kolbenmaschine, gescheitert, und über ein Jahrhundert sollte es dauern, ehe man es lernte, einen Zylinder einigermaßen genau auszubohren. Wenn es noch einem James Watt als großer Fortschritt erschien, einen Zylinder so genau ausbohren zu können, daß der Unterschied der Durchmesser nicht mehr als 1/4 Zoll betrug, dann kann man sich vorstellen, mit welchen Genauigkeitsgraden der damalige Maschinenbau zufrieden sein mußte. Nicht minder lehrreich ist der Kesselbau, der mit kleinen, gehämmerten Blechen arbeiten mußte und oft mehrere hundert davon zu einem einzigen Kessel brauchte.

Erst das 19. Jahrhundert brachte auch hier eine gewaltige Fortentwicklung. Es entstanden die ersten Dampfschiffe, die Eisenbahnen, Gasanstalten, Wasserwerke und große, mit zahllosen Maschinen ausgerüstete Fabriken. Alle diese Wunderwerke der Technik aber hatten wesentlich verbesserte Arbeitsverfahren des Eisenhüttenwesens und der Metallbearbeitung zur Voraussetzung.

An der Wende des Jahrhunderts steht die Einführung des Schlittens bei der Drehbank durch Maudslay. Hatte man vorher auch schon vereinzelt für ganz besondere Zwecke einen solchen Stahlhalter benutzt, so war es doch Maudslay vorbehalten, dauernd diese Einrichtung in den Maschinenbau einzuführen. Diese »englische Drehbank«, wie sie viele Jahrzehnte genannt wurde, hat dann zur Entwicklung des Maschinenbaues ganz ungemein viel beigetragen. Nicht minder bedeutsam war die Entstehung der Hobelmaschine. Der Dampfhammer, den James Nasmyth 1839 zuerst in einer unserer heutigen Ausführung entsprechenden Form angegeben hatte, wurde bald zu einem unentbehrlichen Hülfsmittel der Eisenbearbeitung, ohne den es nicht möglich gewesen wäre, die großen Schmiedestücke herzustellen, die der Maschinenbau brauchte. Welchen Einfluß nach dieser Richtung hin auch die Entwicklung der Walzwerke ausgeübt hat, kann nur angedeutet werden.

Am Anfange der neueren Entwicklung steht Whitworth, der zuerst in unserm Sinne genaue Meßverfahren einführt, auch zahlreiche bewundernswerte Werkzeugmaschinen geschaffen und die Normalisierung des Schraubengewindes durchgeführt hat.

Sehr bedeutungsvoll griffen dann in die neuere Entwicklung des Werkzeugmaschinenbaues amerikanische Ingenieure ein, vor allem Brown & Sharpe, die 1862 ihre weitverbreitete Universal-Fräsmaschine schufen.

Durch die Einführung des elektrischen Antriebes 1883 sowie des Schnelldrehstahles 1900 wurde in neuester Zeit wieder der Werkzeugmaschinenbau maßgebend beeinflußt. Wenn man ferner berücksichtigt, welche früher selbst in der Feinmechanik unerreichbaren Genauigkeitsgrade heute im Großmaschinenbau für selbstverständlich hingenommen werden, welch geniale und leistungsfähige Automaten in letzter Zeit entstanden sind, zu welch gewaltigen Abmessungen (Drehbänke mit 420 t Gewicht) man gekommen ist, und wie u. a. z. B. auch das Gießereiwesen durch Einführung der Formmaschinen von Grund aus umgestaltet ist, so wird man zugeben, daß auch die heutigen Ingenieure geradezu Staunenswertes auf diesem Gebiete geleistet haben. Der Entwicklung der Druckwasserpressen, der Druckluftwerkzeuge, der elektrischen Schweißmaschinen ist hierbei noch nicht gedacht worden.

Sitzung vom 27. März 1912
(mit dem Emscher-Bezirksverein gemeinsam).
Vorsitzender: Hr. Mathée. Schriftführer: Hr. Pieper.
Anwesend 79 Mitglieder und Gäste.
(Hiervon 15 Mitglieder des Emscher-Bezirksvereines.)

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes von Groddeck, zu dessen Andenken sich die Anwesenden von ihren Sitzen erheben.

Hr. Dr. F. E. Junge aus New York (Gast) spricht über Organisation und Konzentration der amerikanischen Industrie.

Bücherschau.

Die Konstruktionen elektrischer Maschinen. Von W. Peinecke. Mit 272 eingedruckten Figuren. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 111 S. groß 8°. Preis geh. 3,60 ℳ, geb. 4,20 ℳ.

Der Verfasser gibt eine kurze Beschreibung und Kritik der beim Bau normaler Gleich- und Wechselstrommaschinen verwendeten Konstruktionen. Er schreibt offenbar aus der Praxis und vom Standpunkte des Konstrukteurs aus für Studierende und junge Konstrukteure über Blechschnitte, Ständer, Läufer, Stromabgeber, Lager, Wellen und Grundplatten. An solchen Büchern besteht ein gewisser Mangel bei der sonst so reichen elektrotechnischen Literatur. Dies ist erklärlich, da es sich hier um ein Grenzgebiet handelt. Bei der in den Fabriken sehr weit getriebenen Arbeitsteilung entwirft der Berechner die Maschine in den Hauptmaßen, und seine Handskizze geht dann in den Zeichensaal, wo sie lebensfähige Formen erhalten muß. Besteht dann nicht genügende Berührung zwischen Zeichensaal und Berechnungsbureau, so können sich zuweilen Schwierigkeiten ergeben, wenn der Konstrukteur dem Aussehen oder rein maschinentechnischen Gesichtspunkten zuliebe in unzulässiger Weise vom Entwurf abzuweichen geneigt ist, oder der Berechner in Unterschätzung dieser Umstände konstruktiv schwer lösbare Aufgaben stellt. Ersprießliche Arbeit kann nur dann geleistet werden, wenn beide Kreise zusammenarbeiten und der Berechner in gewissem Maße auch Konstrukteur ist, während der Konstrukteur unter Wahrung des Entwurfes die rein elektrotechnischen Fragen der Vermeidung von Wirbelströmen und Leckfeldern und der Isolierungen kennt und übersieht.

So werden die vom Verfasser zur Erzielung genügender Steifheit gewünschten strammpassenden Bolzen und Keile bei der Befestigung der Blechpakete sich nicht ungeteilten Beifalles bei den Elektrotechnikern erfreuen, ebenso das als zu teuer erwähnte Nachfeilen gestanzter Nuten. Im ganzen kann man dem Verfasser für seine gute, sachliche und klare Darstellung des Gegenstandes hohes Lob zollen. Die Figuren sind zwar klein, aber scharf und deutlich. Die Schreibweise ist stellenweise nicht sorgsam genug. Ein Satz wie der: »Eine Mutter, die nicht zentrisch auf einem Auge sitzt, wirkt direkt beleidigend«, ist zwar im Zusammenhang richtig, erweckt aber doch mindestens ein Lächeln wegen der unglücklichen Fassung.

Das Buch kann besonders Studierenden der Elektrotechnik für die Konstruktionsübungen warm empfohlen werden. Die Ausstattung ist vortrefflich. C. Feldmann.

Buch des Fluges. Unter Mitwirkung von Fachgenossen herausgegeben von Oberstleutnant Hermann Hoernes. Wien 1911, Georg Szelinski. 3 Bände mit rd. 1900 S., 1550 Fig. und 85 Kunstdrucktafeln. Preis 63 ℳ.

Umfassende allgemeinverständliche und zugleich hinreichend wissenschaftliche Behandlung des Stoffes, sowie ausgezeichnete Ausstattung in bezug auf Druck, Papier und Einband sind die bemerkenswerten Kennzeichen des vorliegenden Werkes, wohl eines der stattlichsten, die auf dem Gebiete der Luftschiffahrt bis jetzt erschienen sind. Es ist keine Frage, daß eine Zusammenfassung alles dessen, was nach dem heutigen Stande unserer Kenntnis in das Gebiet der Luftschiffahrt hineingehört, gewissermaßen als Markstein für die weitere Entwicklung, durchaus erwünscht ist, und man darf daher hoffen, daß der Erfolg die Kosten, die der Verlag auf die Herausgabe eines solchen Werkes wenden mußte, reichlich einbringen wird.

Der Stoff der drei Bände ist viel zu umfangreich, um ihn im Rahmen einer Besprechung voll würdigen zu können,

Es muß genügen, an dieser Stelle lediglich auf das Wichtigste hinzuweisen. Im ersten allgemeinen Bande sind die Abschnitte über den Tierflug und über die Entstehung und Beobachtung von Wolken und Winden sehr eingehend bearbeitet. An eine kurze Untersuchung über die wissenschaftlichen Grundlagen der Ballonluftschiffahrt schließen sich ausführliche Berichte über bemerkenswerte ausgeführte Ballonfahrten, die fesselnd geschrieben und so reich an Abwechslung sind, daß es unterhaltend ist, sie zu lesen.

Der zweite, größte Band ist dem Kraftflug gewidmet. Vor die Abschnitte über Luftwiderstand und Luftschrauben, die übersichtliche Zusammenfassungen der zahlreichen Versuchsergebnisse auf diesem Gebiete darstellen, sind kürzere technologische Angaben über Ballonstoffe und insbesondere über die Ballongase und ihre Herstellung eingeschaltet. Maschinen für Luftfahrzeuge, die den Gegenstand des folgenden Abschnittes bilden, sind hier ohne grundsätzliche Trennung der Bauarten für Motorluftschiffe und Flugmaschinen erörtert. Getrennte Abschnitte folgen sodann über die Entwicklung und die verschiedenen Bauarten der Motorluftschiffe, über die wissenschaftlichen und technischen Erfordernisse der Motorluftschiffahrt, z. B. die Navigation, die Luftschiffhäfen usw. Den Abschluß bildet die Entwicklung der Drachen- und Gleitflieger und ihrer Theorie einschließlich der Anwendungen von Kreiseln in der Flugtechnik.

Der dritte Band ist eigentlich durch die unvorhergesehen schnelle Entwicklung der Luftschiffahrt notwendig geworden, die es unmöglich gemacht hat, den wachsenden Stoff in den ursprünglich in Aussicht genommenen beiden Bänden unterzubringen. Neben einigen allgemeinen Abschnitten über die Verwendung von Luftfahrzeugen im Kriegswesen, die Luftfahrt vom Standpunkte der Rechtswissenschaft, sowie die Entwicklung der Luftschiffervereine bilden Berichte über bemerkenswerte Fahrten mit Flugzeugen und Motorluftschiffen und eine Zusammenstellung der neuesten Flugzeugbauarten den Hauptinhalt dieses Bandes.

Der Zweckbestimmung des Werkes entsprechend ist mehr auf die Wiedergabe von guten Photographien als von Konstruktionszeichnungen und außerdem auf einen gewissen Aufwand von durchaus geschmackvoll wirkender künstlerischer Ausstattung des Buches Wert gelegt worden.

Dr. techn. A. Heller.

Mathematisch-Physikalische Schriften für Ingenieure und Studierende. Heft 13: Theorie der elliptischen Funktionen. Von M. Krause und E. Naetsch. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 186 S. mit 25 Fig. Preis 4 ℳ.

Bei vielen Aufgaben der technischen Mechanik — Pendelbewegung, Kreiseltheorie, Knickfestigkeit von Stäben, strenger Theorie der Bogenträger, Gegeninduktivität und Anziehung zweier paralleler gleichachsiger Kreisströme u. a. m. — spielen die elliptischen Funktionen eine große Rolle. Bisher fehlte es an einer kurz gefaßten Einführung in die Theorie dieser Funktionen, da die sonst ausgezeichneten Handbücher z. B. von Klein, Koenigsberger, Krause für den »Ingenieur und Studierenden« zu umfangreich sind. Aus diesem Grunde ist das Erscheinen dieses Werkes freudig zu begrüßen. Noch mehr aber hätte es dem Zwecke der Sammlung, in der das Buch erschienen ist, entsprochen, wenn in ihm einige Anwendungen der Theorie gebracht worden wären; diese indessen fehlen völlig. Auch vermisse ich den Hinweis auf die Aufgabe der Abwicklung der Ellipse, der die elliptischen Funktionen ihren Namen verdanken. Der Verfasser gibt in der Einleitung die Kennzeichnung der einfach periodischen und doppeltperiodischen Funktionen erster bis dritter Art und geht dann zu den Theta-Funktionen über. Daran schließt sich die ausführliche Behandlung der Legendreschen elliptischen Normalintegrale und die Theorie der Weierstraßschen σ- und ζ-Funktionen. In den beiden letzten Kapiteln wird die Darstellung der allgemeinen doppeltperiodischen Funktionen durch die oben erwähnten Funktionen und die Zurückführung des allgemeinen elliptischen Integrals auf die elliptischen Normalintegrale behandelt. Die Bezeichnungen sind im großen und ganzen die gleichen wie in den Funktionentafeln von Jahnke und Emde, und das Werk kann gut als Erläuterung neben diesen Tafeln gebraucht werden. Ich möchte das Buch daher jedem Ingenieur, der tiefer in die theoretische Physik eindringen will, aufs beste empfehlen.

Schleusner.

Recherches sur les propriétés de la vapeur d'eau surchauffée. Von Armand Duchesne. Paris 1911, H. Dunod & E. Pinat. 118 S. 4° mit 33 Fig.

Die Redaktion dieser Zeitschrift hat uns aufgefordert, in einer kritischen Besprechung Stellung zu nehmen zu den Heißdampf-Untersuchungen, die von A. Duchesne im Laboratorium für angewandte Mechanik und industrielle Physik der Universität Lüttich angestellt und als Dissertation der Universität Paris veröffentlicht worden sind. In dieser Abhandlung sind einerseits die üblichen Messungen von Dampftemperaturen als falsch verurteilt, anderseits Beziehungen zwischen den Zustandsgrößen sowie Werte für die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes abgeleitet, welche von den zurzeit als richtig betrachteten qualitativ und quantitativ durchaus abweichen. Es läßt sich aber unschwer nachweisen, daß alle merkwürdigen Ergebnisse der Arbeit von Duchesne auf Fehler in seiner Methode, Messung oder Rechnung zurückzuführen sind, und keineswegs auf die Eigenschaften des Wasserdampfes.

1) Ueber die Messung von Dampftemperaturen.

Duchesne baut ein Thermometerrohr in ein von Dampf langsam durchströmtes Rohr senkrecht zur Rohrachse etwa 6 cm tief ein und zeigt, daß ein Quecksilber-Thermometer in einem solchen Thermometerstutzen bei Sättigungstemperatur nahezu die richtige, bei hohen Ueberhitzungen aber (besonders bei schlechtem Wärmeschutz des Stutzens) eine um viele Grade zu niedrige Temperatur angibt. Aus diesen Beobachtungen schließt Duchesne, daß man mit den üblichen Thermometern, die durch Thermometerrohre geschützt im Dampfstrom hängen, die Temperatur von überhitztem Dampf überhaupt nicht messen könne. Daher seien auch unsere gesamten c_p-Bestimmungen[1]) hinfällig. Der von Osc. Knoblauch und Hilde Mollier[2]) ausgeführten Fortsetzung unserer Arbeit, deren Ergebnisse mit den unsrigen sehr gut übereinstimmen, macht er irrtümlicherweise den gleichen Vorwurf, obwohl dabei die Temperaturmessung mit einem Thermoelement erfolgte, dessen Lötstellen direkt in den Dampfstrom tauchten, also gerade nach dem Verfahren, das er selbst empfiehlt.

Es ist aber auch mit den üblichen in Stutzen eingebauten Thermometern wohl möglich, die Temperatur von Heißdampf richtig zu messen; nur muß man dabei nicht nach der oben beschriebenen Duchesneschen Anordnung, sondern etwa nach folgenden Richtpunkten vorgehen:

1) Der Dampf muß mit aller Sorgfalt getrocknet und homogen gemacht werden.

2) Die Dampfgeschwindigkeit darf nicht zu klein sein, weil sonst bei gegebener Wärmeableitung durch das Thermometerrohr sich ein großer Temperaturunterschied zwischen Dampf und Thermometerrohr einstellt.

3) Die Thermometerrohre sollen nicht senkrecht zur Dampfrohrachse, sondern achsial (also z. B. in einem Krümmer) angeordnet werden. Durch vorzügliche Isolierung des Dampf- und Thermometerrohres gegen Wärmeabgabe muß erreicht werden, daß der Dampf längs des Thermometerrohres fast ohne Temperaturabfall strömt.

4) Die Thermometerrohre müssen tief in den Dampf tauchen[3]).

5) Wenn möglich, sollen Kontrollmessungen ohne Thermometerrohr gemacht werden[4]).

[1]) Osc. Knoblauch und Max Jakob, Mitt. üb. Forschungsarb. Heft 35 u. 36 S. 109, 1906; Z. 1907 S. 81.

[2]) Osc. Knoblauch und Hilde Mollier, Z. 1911 S. 665; Mitt. üb. Forschungsarb. Heft 108 u. 109 S. 79, 1911. In letzterer Abhandlung ist in einem Zusatz während der Drucklegung (S. 105, Fußnote 3) bereits zur Arbeit von Duchesne Stellung genommen.

[3]) 27 cm bei unserer, 22 cm bei der Knoblauch-Mollierschen c_p-Bestimmung, 6 cm bei Duchesnes Anordnung.

[4]) Siehe Mitt. üb. Forschungsarb. Heft 108 u. 109, S. 88 Fußnote 2, 1911.

Während also unsere nach diesen Grundsätzen ausgeführten Temperaturbestimmungen einwandfrei sein dürften, führt das Duchesnesche Eichverfahren notwendigerweise zu großen Fehlern. Es soll nicht bestritten werden, daß die Verwendung einer gleichmäßig über den Dampfquerschnitt verteilten Reihe feindrähtiger[1]) Thermoelemente (von Duchesne »Hyperthermometer« genannt) die Messung der Dampftemperatur erleichtert. Leider hat aber Duchesne in der ganz irrigen Meinung, daß ein Thermometer in Flüssigkeitsbädern nicht geeicht werden könne, da es nicht möglich sei, in solchen Bädern eine überall konstante Temperatur zu halten (a. a. O. S. 17), sein Hyperthermometer nur in gesättigtem Wasserdampf zwischen Temperaturen von 114,7° und 162,1° geeicht[2]) und dann unter Annahme einer quadratischen Beziehung zwischen Temperatur und thermoelektrischer Kraft diese Eichung bis über 500° extrapoliert und seinen Untersuchungen zugrunde gelegt. Daß bei solchem Verfahren sämtliche Messungen höherer Temperaturen wertlos sind, ist unmittelbar verständlich. So soll z. B. nach Duchesnes Beobachtungen ein nackt im Dampfe hängendes Quecksilberthermometer bei rd. 360° eine bis 7½° zu niedrige Temperatur zeigen, während in Wirklichkeit der Fehler in den Angaben des Hyperthermometers zu suchen ist.

2) Die Beziehung zwischen den Zustandsgrößen des Wasserdampfes.

Auch für Temperaturbereiche, in denen das Hyperthermometer einigermaßen richtig zeigt, ist Duchesne die Bestimmung der Beziehung zwischen den Zustandsgrößen nicht gelungen. Er mißt p, v und t während der Kompressionsperiode einer langsam laufenden Dampfmaschine. Im absichtlich vergrößerten schädlichen Raume des Zylinders hängt das Hyperthermometer, der Druck wird mit einem Indikator, das arbeitende Dampfgewicht aus dem Volumen des Kompressionsraumes und dem spezifischen Gewichte des Dampfes bestimmt.

Schon dies Vorgehen gibt zu schweren Bedenken Anlaß: Es setzt voraus, daß in Bruchteilen von Sekunden die mittlere Dampftemperatur eines in seiner Größe veränderlichen Kompressionsraumes, eines Raumes, der von Metallwänden ganz andrer Temperatur begrenzt ist, sich auch in dem bis zehnmal kleineren schädlichen Raum einstellt und dort gemessen wird, während absolut gleichzeitig der Druck zu bestimmen ist. Druckmessungen mit den üblichen Indikatoren sind überdies zur Bestimmung einer Zustandsgleichung viel zu ungenau. Das Dampfgewicht endlich meint Duchesne hinreichend genau zu erhalten, indem er den Punkt des Kompressionshubes feststellt, bei welchem sein Hyperthermometer gerade Ueberhitzung anzuzeigen beginnt, und das hierzu gehörige Zylindervolumen mit dem spezifischen Gewicht des gesättigten Dampfes multipliziert. Es erscheint uns jedoch unmöglich, diesen Punkt nur einigermaßen sicher zu bestimmen, abgesehen davon, daß in dem Kompressionsraum wahrscheinlich gesättigter und überhitzter Dampf zeitweise nebeneinander bestehen. Wenn schon zu Beginn der Kompression Ueberhitzung herrscht, ermittelt Duchesne das spezifische Gewicht des Dampfes nach einem Näherungsverfahren, das wir ebenfalls nicht für einwandfrei halten.

Ganz allgemein muß die Verwendung einer Dampfmaschine als physikalischen Apparates zur quantitativen Bestimmung von Eigenschaften des Heißdampfes als durchaus verfehlt bezeichnet werden. Die Dampfmaschine so gebrauchen, wie Duchesne es getan hat, heißt ihr Wesen ebenso verkennen wie das der thermophysikalischen Meßtechnik.

[1]) Es ist ein oft wiederholter Irrtum von Duchesne, daß ein Thermometer für Dampfmessungen eine minimale Wärmekapazität haben müsse. Bei allen Messungen im stationär strömenden Dampfe (also auch den unsrigen) spielt die Kapazität der Thermometer und Thermometerrohre eine ganz untergeordnete Rolle.

[2]) Fast alle Eichungen in der Physikalisch-technischen Reichsanstalt werden in Flüssigkeitsbädern ausgeführt. Bei geeigneter Rührung können z. B. Oelbäder von 200° auf 0,02°, Salpeterbäder von 450° auf 0,1° konstant und homogen gehalten werden. Bei Duchesnes Eichung betrugen die größten Schwankungen nach Angabe des Hyperthermometers über 2°, nach Angabe des Quecksilberthermometers 1° (a. a. O. S. 14).

Nach dem Gesagten ist es nicht erstaunlich, daß die bei dieser Bestimmung von p, v, t gewonnenen Gesetzmäßigkeiten und Zahlenwerte von den Beobachtungsergebnissen andrer Forscher außerordentlich abweichen. In der folgenden Zahlentafel seien einige Werte von Duchesne (Fig. 20, S. 73) verglichen mit den entsprechenden von Osc. Knoblauch, R. Linde und H. Klebe[1]). Die ersteren (D.) weichen von den letzteren (K., L., K.), deren Genauigkeit bis auf einige Promille wohl nicht angezweifelt worden ist[2]), bis 46 vH ab.

pv [kg/qm × cbm/kg].

p [kg/qm]	5000	10 000	20 000	40 000	Autoren
$t = 100^0$	20 200	17 100			D.
	17 450	17 300			K., L., K.
$t = 150^0$	28 900	25 400	20 950	19 000	D.
	19 800	19 750	19 550	20 000	K., L., K.
$t = 185^0$	31 500	30 000	26 700	22 600	D.
	21 500	21 450	21 300	21 050	K., L., K.

R. Linde hat a. a. O. aus dem (pv, p)-Diagramm von Knoblauch, Linde und Klebe durch Extrapolation auf $p = 0$ die Gaskonstante richtig zu $B = 47{,}10$ berechnet, einem Wert, auf den übereinstimmend alle Isothermen dieser Beobachter hinweisen. Nach Duchesne aber ergäbe z. B. die Isotherme $t = 187{,}5^0$ den Wert $B = 72{,}1$. Eine derartige einfache Kontrolle hätte Duchesne davon überzeugen müssen, daß seine Werte unmöglich richtig sein können. Es muß auffallen, daß die merkwürdigen Ergebnisse Duchesnes offenbar ohne diese naheliegende Kontrolle zur Veröffentlichung in der Doktor-Arbeit einer Universität zugelassen worden sind.

3) Die Gesamtwärme und die spezifische Wärme c_p des überhitzten Wasserdampfes.

Duchesne bestimmt c_p auf zweierlei Weise. Bei der ersten Bestimmung aus den oben erwähnten, mit der Dampfmaschine gewonnenen Kompressionskurven ist ihm noch zu allem ein schwerer grundsätzlicher Fehler untergelaufen, der das Ergebnis durchaus fälschen muß. Duchesne geht nämlich von der bekannten Beziehung aus:

$$c_p - c_v = A T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v,$$

und verwendet zur Berechnung seine Kompressionskurven, die er durch die Gleichung

$$p v = \sqrt{K (T + b)} - a$$

ausgedrückt hat. Hier sind K, b und a für jede einzelne Kurve zwar Konstanten; sie haben aber für die verschiedenen Kurven verschiedene Werte, sind also in Wirklichkeit Funktionen von p, v, t. Bei der Berechnung der partiellen Differentialquotienten in der vorletzten Gleichung nimmt nun Duchesne die Größen K, b, a als für das ganze System konstant an; in die Endgleichung für c_p aber setzt er dann die den einzelnen Kompressionskurven entsprechenden Werte von K, b und a ein. Dies Vorgehen widerspricht einer elementaren Regel der Berechnung partieller Differentialquotienten. Die damit gewonnenen Werte von c_p weichen für gleiche Drücke und Temperaturen um 20 vH und mehr voneinander ab; von einer durch diese Versuche festgelegten Gesetzmäßigkeit kann somit überhaupt kaum die Rede sein.

Bei der zweiten Art der c_p-Bestimmung geht Duchesne von einer kalorimetrischen Messung der Gesamtwärme λ des Heißdampfes aus und ermittelt c_p graphisch als den Differentialquotienten von λ nach der Temperatur bei konstantem Druck. Dieses Differenz-Verfahren muß ebenfalls als ganz verfehlt bezeichnet werden. Wenn nämlich auch die Werte von λ selbst auf etwa 2 bis 3 vH sicher sein mögen, so ist doch die Neigung der Isobaren im (λ, t)-Diagramm sehr ungenau bestimmt, zumal die Anwendung des ungenü-

[1]) Osc. Knoblauch, R. Linde und H. Klebe, Mitt. üb. Forschungsarb. Heft 21 S. 58 (Diagr. II), 1905; Z. 1905 S. 1744 (Fig. 4).

[2]) s. auch W. Schüle, Z. 1911 S. 1509.

gend geeichten Hyperthermometers systematische Fehler in die Gesamtwärmebestimmung bringt.

Es ist übrigens bekannt, daß infolge Differentiation empirisch gewonnener Kurven große Fehler in das Ergebnis eingehen können. Daher ist der von uns beschrittene Weg, aus c_p durch Integration nach der Temperatur das mittlere c_p oder die Ueberhitzungswärme zu bestimmen, der richtige, nicht der von Duchesne gewählte umgekehrte Weg.

Das Ergebnis von Duchesnes zweiter c_p-Bestimmung ist somit nicht günstiger zu beurteilen als fast alle übrigen Ergebnisse seiner Arbeit. Er erhält für konstante Temperatur Abnahme von c_p mit zunehmendem Druck bei niedriger Ueberhitzung und von etwa 350° ab Unabhängigkeit vom Druck, für konstanten Druck Zunahme von c_p mit der Temperatur, und zwar von Sättigungsnähe bis zu den höchsten Ueberhitzungen. Wir dagegen haben (a. a. O.) festgestellt, daß c_p für konstante Temperatur mit dem Druck zunimmt und für konstanten Druck in Sättigungsnähe mit zunehmender Temperatur abnimmt und erst bei hohen Ueberhitzungen (nach Durchgang durch einen kleinsten Wert) zunimmt.

Die großen Abweichungen der Duchesneschen Werte (D.) von den Knoblauch-Mollierschen Werten (K., M.) zeigt folgende Zahlentafel:

	c_p		
p [kg/qm]	20 000	80 000	Autoren
$t = t_s$ (Sättigungstemperatur) .	0,428	0,355	D
	0,506	0,603	K., M.
$t = 300^0$	0,554	0,505	D.
	0,480	0,496	K., M.
$t = 500^0$	0,584	0,584	D.
	0,509	0,513	K., M.

Da unsere Ergebnisse auf sorgfältigen Messungen beruhen, da unsere Temperaturmessungen im besondern, wie oben dargelegt, vollkommen einwandfrei sind und unsere Ergebnisse endlich sowohl mit fast allen uns bekannten Ergebnissen andrer Forscher in guter Uebereinstimmung, als auch mit den Folgerungen der kinetischen Gastheorie und der Thermodynamik[1]) im Einklang stehen, so halten wir unsere Werte trotz der gegenteiligen Ergebnisse von Duchesne in vollem Umfange aufrecht[2]).

Zusammenfassend bemerken wir, daß entgegen der Meinung Duchesnes die Temperatur von überhitztem Dampf mit gewöhnlichen in Thermometerrohren steckenden Thermometern richtig gemessen werden kann und daß die Duchesneschen Ergebnisse keine Veranlassung geben, von den zurzeit allgemein den Berechnungen zugrunde gelegten v- und c_p-Werten abzugehen. Max Jakob. Osc. Knoblauch.

The heat treatment of tool steel. Von Harry Brearley. London 1911, Longmans, Green & Co. 160 S. mit 73 Fig. Preis 10,60 s.

Mit dem vorliegenden Werk ist beabsichtigt, in elementarer Form die Nutzanwendung moderner Forschungsverfahren auf die Behandlung des Werkzeugstahles darzustellen. Der Gegenstand ist in einer Weise behandelt, die auch demjenigen, welcher mit den theoretischen Grundlagen über das Eisen und seine Legierungen nicht vertraut ist, gestattet, das Werk mit Nutzen zu studieren.

Der Inhalt des Buches ist in 13 Teile gegliedert. In den ersten acht Teilen werden der Reihe nach besprochen: Struktur und Einteilung des Stahles, Bruchaussehen, Schmieden, Glühen, Härten, Anlassen des Werkzeugstahles, sowie die durch diese Behandlung bedingten Aenderungen der physikalischen Eigenschaften. Hierauf folgt ein Kapitel, in welchem die bei der Wärmebehandlung möglichen Fehler besprochen werden und weitere über die Einrichtungen einer Härterei, über Temperaturmessungen, Einsatzhärten und legierte Stähle.

Die Art der Darstellung ist so gewählt, daß das Ziel, welches der Verfasser sich gesteckt hat, wohl erreicht zu sein scheint. Es ist ihm z. B. gelungen, den Gefügeaufbau der Stähle klar zu machen, ohne auf das für den Fernerstehenden immerhin schwer verständliche Eisen-Kohlenstoff-Diagramm zurückzugreifen. Die in dem Werke niedergelegten praktischen Erfahrungen, welche der Verfasser in seiner langjährigen Tätigkeit auf diesem Gebiete gesammelt hat, sowie eine Anzahl interessanter Beispiele machen das Werk für jeden wertvoll, der sich mit dem vorliegenden Gegenstande beschäftigt, und es ist wohl anzunehmen, daß es sich aus diesem Grunde in kurzer Zeit zahlreiche Freunde erwerben wird. F. Wüst.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Die Berechnung elektrischer Starkstrom-Leitungen. Von Dr. A. Wogrinz. Leipzig und Wien 1912, Franz Deuticke. 94 S. mit 51 Fig. Preis 2 ℳ.

Naturwissenschaftlich-Technische Volksbücherei. Leipzig 1912, Theod. Thomas. Preis je 20 ₰. Nr. 22: Die Verkehrsmittel der Straße. Von Dr. K. Schreber. 68 S. mit 8 Fig.

Desgl. Nr. 23: Der Verkehr. Von Dr. K. Schreber. 58 S.

Introduction à l'étude de la Métallurgie. Le chauffage industriel. Von M. Henry Le Chatelier. Paris 1912, H. Dunod & Pinat. 528 S. mit 96 Fig.

Lehrbuch der Thermochemie und Thermodynamik. Von Dr. O. Sackur. Berlin 1912, Julius Springer. 340 S. mit 46 Fig. Preis 12 ℳ.

Eisen- und Eisenbetonbau. Gemeinverständliche Einzel-Darstellungen aus Theorie und Praxis beider Bauweisen. Von Dr. J. Kollmann, H. Kayser, Dr. R. Schönhöfer, R. Sonntag, R. Otzen, Dr.-Ing. A. Kleinlogel, F. Bleich, Domke, V. Wendt. Stuttgart 1911, Verlag der Technischen Monatshefte Franckhsche Verlagshandlung. 80 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 2 ℳ. Buchbeilage der Technischen Monatshefte.

Die Naßbagger und die Baggereihülfsgeräte. Ihre Berechnung und ihr Bau. Von M. Paulmann und R. Blaum. Berlin 1912, Julius Springer. 247 S. mit 485 Fig. und 10 Tafeln. Preis 22 ℳ.

Zwei Kapitel aus Leipzigs Handels- und Verkehrsgeschichte. I. Die Bank des Quints (1727). II. Ein Eisenbahnprojekt Leipzig-Magdeburg (1829). Von S. Moltke. Leipzig 1912, Veit & Comp. 43 S. Preis 1,20 ℳ.

Kritische Studien zur Literatur und Quellenkunde der Wirtschaftsgeschichte. Von Dr. K. Bräuer. Leipzig 1912, Veit & Comp. 88 S. Preis 2,40 ℳ.

Die Bedeutung des Unternehmerstandes für den industriellen Fortschritt in Sachsen. Ein Beitrag zur Geschichte der sächsischen Industrie. Von Dr. J. März. Leipzig 1912, Veit & Comp. 31 S. Preis 90 ₰.

Die elektrischen Spielzeug- und Kleinmaschinen für Gleich- und Wechselstrom. Von K. Moritz. Leipzig 1912, Hachmeister & Thal. 92 S. mit 92 Fig. und 2 Konstruktionstafeln. Preis 2 ℳ.

Photochemische Versuchstechnik. Von Dr. J. Plotnikow. Leipzig 1912, Akademische Verlagsgesellschaft m. b. H. 371 S. mit 189 Fig., 50 Tabellen und 3 Tafeln. Preis 11 ℳ.

Mechanik einschließlich Kurbeltrieb. Festigkeitslehre für den Gebrauch an Schiffsingenieur- und Seemaschinisten-Schulen. Von W. Fesenfeld. Bremerhaven, F. Morisse. 160 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 7,50 ℳ.

Die Dieselmaschine in der Großschiffahrt. Von W. Kaemmerer. Berlin 1912, Julius Springer. 31 S. mit 84 Fig. Preis 3 ℳ.

Erweiterter Sonderabdruck aus der Zeitschrift des V. d. I. 1912 S. 289 u. f.

Der standsichere Mauerdamm. (Sparmauerdamm, österr. Patent Nr. 44121.) Ein Beitrag zur Lösung der Talsperrenfrage. Herausgegeben von den Ingenieuren der Wasserkraftabteilung der Bauunternehmung Brüder Redlich & Berger in Wien. Wien und Leipzig 1912, Franz Deuticke. 41 S. mit 21 Fig. und 1 Tafel.

[1]) Gegen den kritischen Punkt zu nähert sich bei uns c_p dem thermodynamisch geforderten Wert ∞, bei Duchesne dagegen einem ganz kleinen Werte.

[2]) Eine ebenfalls ablehnende ausführliche Kritik der c_p-Bestimmung Duchesnes hat Professor Robert H. Smith in The Engineer 112, S. 632, 1911 veröffentlicht.

Das Verfahren der Einflußlinien, nach Vorträgen gehalten an der Großh. Technischen Hochschule zu Darmstadt. Von Th. Landsberg. 6. Auflage. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 103 S. mit 99 Fig. Preis 5,20 ℳ.

Maschinen-Zeichnen. Eine Anleitung für die Herstellung von Maschinen-Zeichnungen. Von P. Haberstolz. Strelitz i. Meckl. 1912, Polytechnischer Verlag M. Hittenkofer. 40 S. mit 86 Fig. und 7 Tafeln. Preis 2,50 ℳ.

Kulturwerte der Technik. Von R. Otzen. Berlin 1912, Julius Springer. 31 S. Preis 1 ℳ.

Festrede zur Feier des Geburtstages Sr. Majestät des Kaisers, gehalten am 27. Januar 1912 an der Königl. Technischen Hochschule Hannover.

Sammlung berg- und hüttenmännischer Abhandlungen. Kattowitz O.-S. 1912, Gebr. Böhm. Heft 99: Die Sicherheit verschiedener Arten von Sicherheitslampen. 12 S. Preis 75 ₰.

Desgl. Heft 100: Große elektrische Walzenstraßenantriebe. Von W. Schömburg. 9 S. Preis 50 ₰.

Desgl. Heft 102: Elektrisch betriebene Fördermaschinen. Von J. Rektenwald. 10 S. Preis 75 ₰.

Sonderabdrücke aus der Berg- und Hüttenmännischen Rundschau.

Braunbecks Sport-Lexikon. Ausgabe 1912/1913. Automobilismus, Motorbootwesen, Luftfahrt. Von G. Braunbeck. 3. Jahrgang. Berlin 1912, Gustav Braunbecks Sport-Lexikon G. m. b. H. 1304 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 15 ℳ.

Das umfangreiche Werk erteilt Auskunft über alle mit dem Motorfahrzeugwesen verbundenen Fragen technischer und persönlicher Art. Das Namenverzeichnis enthält Angaben über die sportlichen Leistungen aller bedeutenden Personen, die mit einem der oben genannten Zweige in Verbindung getreten sind, ferner Aufsätze und statistische Zusammenstellungen aus den einschlägigen Fachgebieten sowie eine gute Uebersicht der einschlägigen Zeitschriften und neueren Veröffentlichungen. Daran schließen sich Verzeichnisse von Sportvereinen und ihren Mitgliedern, alphabetisch und nach Fachgruppen geordnete Firmenverzeichnisse sowie eine Uebersicht der geltenden Warenzeichen. Das Buch ist als Hand- und Nachschlagewerk recht brauchbar. H.

Kraft und Stoff im Haushalte der Natur. Von M. Rubner. Leipzig 1909, Akademische Verlagsgesellschaft m. b. H. 181 S. Preis 6,60 ℳ.

Das Buch hat, wenn auch in der Hauptsache biologischen Inhaltes, doch für den Ingenieur einen eigenen Reiz, da hier mit beachtenswerter Eindringlichkeit darauf hingewiesen wird, daß die Grundgesetze der Erhaltung von Kraft und Stoff über die lebende Materie in gleicher Weise wie über die leblose herrschen. In den Vorgängen im Innern der lebenden Materie ist gerade die Vielfältigkeit der Umformungen der Energie etwas besonders Auffälliges, während die nach außen abgegebene Energie meist nur als Wärme und Arbeit auftritt.

Ausführlich weist der Verfasser nach, daß es bei der Nahrungsaufnahme nicht so sehr auf die chemische Zusammensetzung der Nahrung, sondern vielmehr auf deren Energieinhalt ankommt. So wird auch hier eine gangbare feste Brücke gebaut zwischen Wissenschaften, die früher miteinander keinen Verkehr suchten und nicht glaubten, daß ihre Ergebnisse gegenseitigen Nutzen bringen könnten.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule München:

Ueber das elektrometrische Verhalten von Quecksilbersalzlösungen. Von F. Teltscher.

Von der Technischen Hochschule Berlin:

Indikator für Einspritz-Vergaser. Die Pitotsche Gleich-Wechselstromdüse. Indikator für Lokomotiv-Blasrohre usw. Von G. Bergmann.

Untersuchung von Geschwindigkeitsmessern. Von G. Breitung.

Ueber den Schwefel bei der Roheisendarstellung. Von R. Schäfer.

Studien über rumänische Erdölprodukte. Ein Beitrag zur Lehre von der Spaltung der Kohlenwasserstoffe. Von J. Teodorin.

Von der Technischen Hochschule Breslau:

Das Zustandsdiagramm Schwefeleisen-Eisen Von E. Becker.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Ueber Gleichstrom-Elektroschutzmagnete. Von Sproecke. Schluß. (Dingler 29. Juni 12 S. 408/12*) Wirtschaftlichkeit.

Beleuchtung.

Mitteilungen über moderne Leuchtfeuer und Leuchtbojen. Von Klebert. (Journ. Gasb.-Wasserv. 29. Juni 12 S. 601/06*) Die hellste Lichtquelle ist das elektrische Bogenlicht, dann folgen das Azetylenglühlicht und Petroleumglühlicht. Den Brennern wird das Petroleum unter 2,5 bis 3 at zugeführt. Die Helligkeit dieser Glühkörper beträgt 40 bis 45 HK bezogen auf 1 qcm der lichtausstrahlenden Fläche. Verschiedene Ausführungen von Blitzfeuern. Schluß folgt.

Brennstoffe.

Heizwerte von Brennstoffen. (Z. bayr. Rev.-Ver. 30. Juni 12 S. 111/15) Zusammenstellung der Heizwerte von Kohlen, Torf, Ölen usw., die im chemischen Laboratorium des Bayerischen Revisions-Vereines im Jahre 1911 untersucht worden sind.

Dampfkraftanlagen.

Moderne Bestrebungen bei der wirtschaftlichen Verwertung der natürlichen Energiequellen. Von Geibel. Schluß. (Z. Dampfk.-Ver.-Ges. Juni 12 S. 75/76) S. Zeitschriftenschau vom 15. Juni 12.

Stromfunktionen für die Strömung durch Turbinenschaufeln. Von Blasius. (Z. f. Mathematik u. Physik 27. Juni 12 S. 354/72*) Grundlagen für die Berechnung von Turbinen bei stoßfreiem Eintritt in dem Fall, daß bei endlichem Verhältnis des Abstandes zur Länge der Schaufeln die Richtung der Stromfäden in der Eintrittebene nicht parallel ist. Die Untersuchung beschränkt sich auf zweidimensionale Potentialströmung.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Rateau-Smoot mixed flow turbine. (Iron Age 13. Juni 12 S. 1463*) Die von der Rateau-Smoot Co. gebaute Turbine wird auf den South-Works der Illinois Steel Co. mit dem Abdampf einiger Umkehr-Walzenzugmaschinen und mit Frischdampf betrieben. Schnitt durch die Trommeln. Regelung.

Eisenbahnwesen.

Graphische Darstellungen der Kleinbahnstatistik. Von Müller. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juni 12 S. 369/72*) Versuch, mit Hülfe von Schaubildern eine Gesetzmäßigkeit in der Entwicklung der Anlagen und Betriebsmittel, des Verkehrs, der wirtschaftlichen Ergebnisse und des Verhältnisses zwischen Verkehrsangebot und -nachfrage aufzustellen.

Beitrag zur Lehre von der Dampfüberhitzung in Lokomotiven. Von Farmakowsky. Schluß. (Verk. Woche 29. Juni 12 S. 889/94*) Einfluß der Verunreinigung der Heizfläche des Ueberhitzers auf seine Wirkung sowie der Dampfnässe auf die Ueberhitzung. Berechnung der Ueberhitzerheizfläche aus der Heizfläche des Kessels. Verbundwirkung der Maschine in Verbindung mit Stufenüberhitzung.

Das Verkehrswesen auf der internationalen Industrie- und Gewerbeausstellung in Turin 1911. Von Fleck. Forts. (Verk. Woche 29. Juni 12 S. 894/902*) Sechsachsige Schlafwagen, vierachsige D-Zug- und dreiachsige Personenwagen der Preußisch-Hessischen Staatsbahnen. Zwei- und vierachsiger Selbstentladewagen. Wagenzug der Paris-Mittelmeerbahn. Forts. folgt.

Das Eisenbahnverkehrswesen auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Guillery. (Organ 1. Juli 12 S. 215/19* mit 2 Taf.) S. vorstehenden Aufsatz und Zeitschriftenschau vom 18. Mai 1912. Forts. folgt.

Die Hülfszüge der Großherzoglich Badischen Staatseisenbahnen. Von Courtin. (Z. Ver. deutsch. Ing. 6. Juli 12 S. 1068/75* mit 1 Taf.) Jeder der drei zu Hülfeleistungen und Räumarbeiten bei Unfällen dienenden Züge besteht aus einem Arzt-, einem Geräte- und einem Mannschaftswagen. Bau und Einrichtung der einzelnen Wagen.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 28. Juni 12 S. 673/76*) 19,3 km lange Strecke von Martigny nach Orsières. Umwandlung des Betriebstromes von 10000 V und 25 Per./sk in solchen von 8000 V und 15 Per./sk. Antrieb der Wagen durch Déri-Motoren.

Energy distribution on the New York, Westchester and Boston Railway. (El. Railw. Journ. 8. Juni 12 S. 1004/11*) S. Zeitschriftenschau vom 29. Juni 12.

Track and stations of the New York, Westchester and Boston Railway. (El. Railw. Journ. 8. Juni 12 S. 956/62*) S. Zeitschriftenschau vom 29. Juni 12.

Die Elektrifizierung der Linien der Budapester Lokalbahnen. Von Tóváros. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juni 12 S. 361/69*) Die Umwandlung der von Budapest nach Norden, Süden und Osten ausgehenden Bahnen vom Betrieb mit Dampf in elektrischen soll 1912 vollendet werden. Die Gleislänge wird 198 km betragen. Die längste Strecke wird durch ein Hochspannungs-Drehstromwerk mit Umformerstellen, die beiden andern Strecken durch Hochspannungs-Gleichstromwerke von je 1100 V gespeist. Zum Antrieb der Dynamos dienen Dampfturbinen und Dampfmaschinen. Schaltplan. Ausrüstung der Strecken. Forts. folgt.

Mitteilungen über die Eigenschaften von Fahrleitungen. Von Guggenheim. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juni 12 S. 381/86*) Nachteile des gewöhnlichen Kupferdrahtes. Erfahrungen mit dem »Phono-Electric«-Draht. Festigkeiten, Leitfähigkeit, Abnutzung.

Ueber die gleichmäßigste Verteilung der Achsbelastungen bei Lokomotiven. Von Laugrod. (Organ 1. Juli 12 S. 223/27*) Ermittlung der Belastungsverteilung, bei der der Unterschied zwischen der größten und kleinsten Achsbelastung am geringsten wird.

Feuerung mit Oelrückständen bei den rumänischen Staatsbahnen. Von Kraft. (Organ 1. Juli 12 S. 219/22*) Von 639 Lokomotiven sind 132 für reine Oelfeuerung und 368 für gemischte Feuerung eingerichtet. Schnitt durch eine Feuerkiste für reine Oelheizung einer 1 C-Lokomotive.

Untersuchung der Bedingungen für den geringsten Arbeitsverbrauch beim Bahnbetrieb. Von Fekl. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 30. Juni 12 S. 537/45*) Bestimmung des Lokomotivgewichtes für den kleinsten Arbeitsverbrauch aus der Zuglast.

New signal equipment on the Indianapolis and Cincinnati road. (El. Railw. Journ. 8. Juni 12 S. 968/71*) Die Signale werden mit der Hand bedient und von einer Stelle aus überwacht. Von dieser Stelle aus können den Führern der einlaufenden Züge durch Vermittlung einer Kontaktschiene auf der Strecke und farbiger Scheiben am Führerstand Zeichen gegeben werden. Der Verkehr der Züge wird laufend selbsttätig aufgezeichnet.

Eine neue Gleisbremse. Von Lohse. (Zentralbl. Bauv. 29. Juni 12 S. 337/40*) Zwei innerhalb der Fahrschienen parallel geführte 15 m lange Bremsschienen, die 50 mm über die Schienenoberkante herausragen, werden gegen die innere Radreifenfläche gedrückt. Beschreibung des Antriebes. Vergleich mit der Bremswirkung durch Hemmschuhe.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

A new floating bridge for Calcutta. (Engineer 28. Juni 12 S. 669/71* mit 2 Taf.) Entwürfe von Head, Wrightson & Co. für eine Brücke zwischen Kalkutta und Howrah als Ersatz der alten Schiffbrücke. Das Bauwerk hat drei Oeffnungen, von denen die mittlere 61 m weit ist; die beiden Mittelstützen bestehen aus je acht 67 m langen in der Stromrichtung liegenden Eisenzylindern von 4,7 m Dmr. Nach dem einen Entwurf schwimmen die Pontons auf dem Wasser, nach dem andern sind sie rd. 6,1 m unter dem höchsten Wasserstand versenkt und fest verankert; die mittlere Oeffnung besteht aus zwei Teilen, die ausgeschwenkt werden können.

Elektrotechnik.

Die Elektrizität in landwirtschaftlichen Betrieben. Schluß. (Dingler 29. Juni 12 S. 412/15*) Beschreibung einiger auf Karren und Pferdewagen befestigte Motoren der Siemens-Schuckert Werke. Elektrische Pflüge der AEG.

Ueber elektrische Bremsung von Drehstromserien-Kollektormotoren. Von Scheufer. (El. u. Maschinenb. Wien 30. Juni 12 S. 533/36*) Versuch der Ermittlung der »Eigenfrequenz« eines Drehstrom-Reihen-Kollektormotors, der, als Dynamo arbeitend, einen Strom von andrer Periodenzahl als der des Netzes erzeugt.

Normalien für Freileitungen. Von v. Moellendorff. (ETZ 27. Juni 12 S. 662/64*) Vorschläge für Normalien: Widerstand, Zerreißfestigkeit, spezifisches Gewicht usw.

Erd- und Wasserbau.

Les travaux d'agrandissement et d'amélioration du port de Havre. Von Dantin. (Génie civ. 29. Juni 12 S. 173/82* mit 1 Taf.) Geschichtliche Entwicklung der Erweiterungen bis 1904. Nach 1909 sind ausgeführt: Der 1445 m lange West- und 1700 m lange Süddamm, die auf 25 m langen, 6 m breiten und 6 m hohen Senkkästen gegründet sind, die beiden 85 m und 155 m langen Molen an der 150 m breiten Einfahrt zum Vorhafen, eine 1000 m lange Kaimauer auf 80 rechteckigen, 43 m langen und 14 m breiten Senkkästen und ein 300 m langes Schiffsdock. Kostenaufwand seit 1880.

Erecting Panama canal lock gates. Von Colvin. (Am. Mach. 22. Juni 12 S. 865/67*) Aufstellung der 46 zweiflügeligen Schleusentore von rd. 60000 t Gesamtgewicht. Herstellung der wasserdichten Abschlüsse.

Gesundheitsingenieurwesen.

Ueber die Beeinflussung des biologischen Verfahrens durch industrielle Abwässer. Von Thimme. (Gesundhtsing. 29. Juni 12 S. 512/45) Einfluß von Rhodanammonium, Ammoniak, Säuren und von andern Chemikalien in den Ablaufwässern auf den Reinigungsvorgang in biologischen Körpern.

Gießerei.

Das Eisengießereiwesen in den letzten zehn Jahren. Von Leber. Forts. (Stahl u. Eisen 27. Juni 12 S. 1057/62*) Gußputzerei. Einrichtungen der Badischen Maschinenfabrik, von Vogel & Schemmann, Gutmann, Knacke und der Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken Hannover-Hainholz. Forts. folgt.

Die Neuanlage der Gießerei Rödinghausen in Menden i. W. Von Vorbach. (Stahl u. Eisen 27. Juni 12 S. 1049/57*) In der Gießerei für Kleinguß von 2 mm und mehr Wanddicke werden täglich 20000 kg hergestellt. Formmaschinen Bauart Hillerscheidt. Selbsttätige Kuppelofen-Beschickung. Heizung, Lüftung. Sandaufbereitung, Putzerei. Die Halle, von der ein 20 m breites Mittelschiff und ein 12.5 m breites Seitenschiff ausgeführt ist, ist 55 m lang und aus Eisenbeton gebaut. Einzelheiten.

Ueber Betriebsersparnisse und Verbesserungen in der Metallgießerei. Von Hunger. (Gießerei-Z. 1. Juli 12 S. 397/401*) Günstige Abschlüsse beim Einkauf der Rohstoffe. Wahl der billigsten und besten Legierung. Verwendung von Abfällen. Spänebriketts. Beobachtung des Schmelzvorganges. Schluß folgt.

Hebezeuge.

Der Kraftverbrauch von elektrischen und hydraulischen Hebezeugen. Von Eilert. (Z. Ver. deutsch. Ing. 6. Juli 12 S. 1061/68*) Anlagekosten und Wirkungsgrade von elektrischen und Druckwasser-Kraftwerken. Vergleich des Kraftverbrauches eines elektrischen Aufzuges und einer Speicherwinde mit einem gleichwertigen Druckwasser-Aufzug und einer Druckwasser-Winde. Vor- und Nachteile der Betriebarten. Größe der erforderlichen Kraftwerke.

Neuzeitige Transport- und Hebezeuge in Eisengießereien. Von Hermanns. Forts. (Gießerei-Z. 1. Juli 12 S. 401/07*) Schlacken-Siebereien. Hängebahnen. Forts. folgt.

Heizung und Lüftung.

Ueber die Wahl der Vorlauftemperatur einer Schwerkraft-Warmwasserheizungsanlage mit Rücksicht auf die jeweilige Außentemperatur. Von Liersch. (Gesundhtsing. 29. Juni 12 S. 537/42*) Zusammenhang zwischen Außentemperatur und entsprechender Vorlauftemperatur. Es wird zunächst angenommen, daß alle Wärmedurchgangsbeiwerte feste Größen sind, und dann nachträglich der Einfluß untersucht, den die Veränderlichkeit der Beiwerte auf das Endergebnis hat. Tabellen für den praktischen Bedarf.

Die Frage der Entstaubung, Heizung und Befeuchtung in der Textilindustrie in ihrer Abhängigkeit vom Klima. Von Röder. (Sozial-Technik 1. Juli 12 S. 241/49) Zum Abscheiden des Staubes aus der Luft dienen Beth-Filter. Die gereinigte Luft wird durch Heizkammern geführt, dort auch angefeuchtet und geht dann durch Rohrleitungen in den Arbeitsraum zurück.

Lager- und Ladevorrichtungen.

A submerged coal storage pit at Omaha. (Eng. Rec. 15. Juni 12 S. 648/49*) Kohlenbehälter aus Eisenbeton für 6100 t der Omaha Electric Light and Power Co. Drei von den Umfassungswänden sind 6,70 m, die Außenwand ist 12,70 m hoch; alle Mauern sind auf Pfählen gegründet.

Luftschiffahrt.

The centre-of-pressure travel on aeroplane surfaces and on birds' wings. Von Fales. (Engng. 28. Juni 12 S. 859/61*) Versuche im flugtechnischen Laboratorium in Massachusetts. Die Vogelflügel waren künstlich nachgebildet. Der Wind wurde in einem Tunnel durch einen Ventilator erzeugt. Schaulinien der Ergebnisse.

Tragflächen-Untersuchung des aerodynamischen Laboratoriums der Technischen Hochschule Moskau. Von Loukianoff. (Z. f. Motorluftschiffahrt 29. Juni 12 S. 153/59*) Untersuchungen in einem Luftstrom von 12 bis 20 m/sk Geschwindigkeit. Darstellung der Auftriebkraft und des Widerstandes in der Stromrichtung bei Einfallwinkeln von unter und über der Wagerechten.

Zeichnungen zur Kuttaströmung. Von Deimler. (Z. f. Mathematik u. Physik 27. Juni 12 S. 373/96*) Darstellung der Strömung um eine im Luftstrom schräg stehende Schale von kreisförmigem Querschnitt.

Maschinenteile.

Kugel- und Rollenlager für Bahnmotoren. Von Rau. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juni 12 S. 386/89*) Regeln für die Verwendung und den Einbau der Lager. Lager der Schwedischen Kugellagerfabrik in Gotenburg, der Norma-Compagnie und von G. J. Jäger, Elberfeld. Zahnrad mit federnden Speichen zum Schutz der Lager gegen Stöße.

Étude sur les nouvelles méthodes d'essais mécaniques des métaux. Von Guillery. (Mém. Soc. Ing. Civ. März 12 S. 365/96* mit 1 Taf.) Geräte für die Brinellsche Kugeldruckprobe, zur Bestimmung der Elastizitätsgrenze usw.

Ueber Neusilber- und ähnliche Legierungen. Von Kloß. (Gießerei-Z. 1. Juli 12 S. 410/12*) Das Schmelzen der Legierung. Neusilberlote.

Machine for testing lubricants. (Engng. 28. Juni 12 S. 871/74*) Darstellung der Ossag-Oelprüfmaschine. Vergl. Z. 1911 S. 1530.

A new oil-testing machine. Von Benjamin. (Am. Mach. 22. Juni 12 S. 868/69*) Beim Bau der einfachen Maschine hat man versucht, die Erwärmung im Betrieb über das Lager hinaus zu verhindern, das Herausnehmen des Lagers zu Ausbesserzwecken und das Eichen der Maschine zu erleichtern.

Mechanik.

Verdrehungsschwingungen eines Stabes mit fester Drehachse und beliebiger zur Drehachse symmetrischer Massenverteilung unter dem Einfluß beliebiger harmonischer Kräfte. Von Gümbel. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 6. Juli 12 S. 1085/89*) Beispiele.

Theorien des Flüssigkeitswiderstandes. Von Pfeiffer. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 30. Juni 12 S. 277/79*) Grundlagen der Kármánschen Widerstandslehre.

Experimente mit dem Prandtlschen Kreiselapparat. Von Pfeiffer. (Z. f. Mathematik u. Physik 27. Juni 12 S. 337/54*) Konstruktionseinzelheiten. Versuche mit dem symmetrischen und dem unsymmetrischen Kreisel.

Metallbearbeitung.

Motor-drive in the machine shop. Von Hall. (Machinery Juni 12 S. 780/86*) Allgemeine Erörterungen über die Auswahl der Motoren. Motoren mit veränderlicher Geschwindigkeit. Beispiele. Erfahrungen über Kraftbedarf der Werkzeugmaschinen.

Machine for forming flexible tubing. Von Toeplitz. (Machinery Juni 12 S. 752/53*) Die Maschine besteht aus einem feststehenden Dorn und einer sich darum drehenden Scheibe mit den Bandbehältern und den Rollen, die dem Band vor dem Wickeln die erforderliche Querschnittform geben. Das fertiggewickelte Rohrstück wird vom Dorn herabgeschoben und geht durch Rollen, die verhindern, daß es sich aufdreht.

Materialkunde.

Machine handles. Von Horner. (Machinery Juni 12 S. 766/72*) Zusammenstellung der Handräder und Hebel, die im Werkzeugmaschinenbau gebraucht werden. Vor- und Nachteile der einzelnen Bauarten.

An automatic annealing-furnace. Von Meyer. (Am. Mach. 29. Juni 12 S. 918/19*) Umlaufender Ofen zum Glühen von kleinen Messing- und Kupferteilen, die darauf durch eine Presse gehen sollen, sowie zum Härten. Vorrichtungen zum Einstellen der Temperatur und der Behandlungsdauer.

Motorwagen und Fahrräder.

Steam road-roller fitted with superheater and feed-heater. (Engng. 28. Juni 12 S. 876*) Dampfwalze von Ruston, Proctor & Co. Ltd. von 2,4 und 4,8 km/st Geschwindigkeit bei 12 t Gewicht. Schnittzeichnung des Ueberhitzers.

Records of motor truck transportation. Von Hutchinson. (Iron Age 20. Juni 12 S. 1505/08*) Wirtschaftliche Ergebnisse des Motorwagenbetriebes zum Fortschaffen von Schutt beim Bau der Catskill-Wasserleitung. Vergleich mit Pferdebetrieb.

Petrol-motor tractors. (Engng. 28. Juni 12 S. 868/70*) Die zweiachsige Maschine wird von einem sechszylindrigen 100pferdigen Petroleummotor von 150 mm Zyl.-Dmr., 150 mm Hub und 1000 Uml./min angetrieben und dient zum Ziehen von Pflügen. Darstellung einer ähnlichen Maschine von 36 PS.

Studie über die Vergaser von Motorfahrzeugen. Von Heller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 6. Juli 12 S. 1075/84*) Allgemeine Wirkung der Oberflächen- und der Spritzvergaser. Vergaserarten. Ausflußgesetze für Luft und Brennstoffe. Erhaltung der Unabhängigkeit des Mischungsverhältnisses von den Schwankungen des Unterdruckes. Neue Düsenform.

Pumpen und Gebläse.

Die Dampfturbopumpenanlage des Wasserwerkes Inheiden. Von Rosenfeld. (Z. f. Turbinenw. 30. Juni 12 S. 286/89* mit 1 Taf.) Das Werk hat zwei Maschinensätze, wovon jeder aus einer Dampfturbine von 2800 bis 3000 Uml./min und einer damit gekuppelten Kreiselpumpe besteht. Auf der andern Seite der Turbine befindet sich die Naßluftpumpe.

Untersuchung einer Kompressoranlage auf der Zeche Unser Fritz. Von v. Bavier. (Glückauf 29. Juni 12 S. 1041/42*) Dampfkompressor der Maschinenfabrik Hohenzollern von 675/1150 mm Dampf- und 720/1160 mm Luftzylinder-Dmr. bei 1000 mm Hub für rd. 9200 cbm/st Ansaugemenge und 6 at.

Moderne Hochdruckkompressoren. Von Karger. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 28. Juni 12 S. 406/09*) Geschichtliche Entwicklung der Kompressoren. Kompressor für 200 cbm/st und 200 at von Brand und Lhuillier-Brünn. Schluß folgt.

Schiffs- und Seewesen.

Die Torpedokreuzer »Catamarca« und »Jujuy« der argentinischen Marine. Von Züblin. Schluß. (Schiffbau 26. Juni 12 S. 723/28*) Einzelheiten der Dampfturbinen von je 12000 PS bei 640 Uml./min. Wasserrohrkessel, Bauart Germania Schulz für Kohlen- und für Oelfeuerung.

Die Anwendung der Elektrizität auf Unterseebooten. Von Arnold. Forts. (Schiffbau 26. Juni 12 S. 728/32*) Vergleich von alkalischen und Bleiakkumulatoren. Schluß folgt.

Das neue Feuerschiff für die erste Station der Elbe. (Schiffbau 26. Juni 12 S. 715/22 mit 3 Taf.) Das Schiff ist über alles 52,7 m lang, 7,7 m breit und mit einem 220pferdigen umsteuerbaren Sulzer-Dieselmotor ausgerüstet. Das Leuchtfeuer ist 16 m über dem Wasser an einem Mast im Kardangelenk aufgehängt. Pläne und Einzelheiten.

Wasserkraftanlagen.

Die Ausnutzung der Kraft von Flut und Ebbe. Von Springe. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 30. Juni 12 S. 279/80*) Anordnung und Arbeitsweise eines Flutkraftwerkes mit zwei zusammenarbeitenden Becken. Die Turbinenanlage ist in dem Deich zwischen den beiden Becken eingebaut.

Wasserversorgung.

Die Wasserversorgung der Würmtal-Orte. Von Trautner. (Journ. Gasb.-Wasserv. 29. Juni 12 S. 611/16*) Vorläufige Erweiterung der Wasserversorgungsanlagen in Pasing durch Grundwassererschließung; mit Rücksicht auf die großen Verbrauchschwankungen wurde eine 6stufige Hochdruck-Kreiselpumpe von 1450 Uml./min gewählt, die mit einem 60 PS-Drehstrommotor gekuppelt ist.

La nouvelle usine élévatoire des eaux de Nîmes (Gard). Von Déthiollaz. (Génie civ. 22. Juni 12 S. 153/60* mit 1 Taf.) Wasserwerk mit 3 Dampfkolbenpumpen von je 190 PS und 3 elektrisch betriebenen Sulzer-Kreiselpumpen mit senkrechter Achse für 240 ltr/sk.

Werkstätten und Fabriken.

Fabrikneubau in Dottikon der Schuhfabrik C. F. Bally A.-G. in Schönenwerd. Schluß. (Schweiz. Bauz. 29. Juni 12 S. 349/55*) Bauvorgang. Heizung und Lüftung. Kraftverteilung. Fördermittel. Beleuchtung. Wasserversorgung und Feuerlöschmittel.

Werkstattsbetrieb für elektrische Straßenbahnen. Von Schöring. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juni 12 S. 376/81*) Die neue Hauptwerkstatt der Straßenbahnen Hannovers in Glocksee enthält eine 750 qm Bodenfläche einnehmende Dreherei, eine Schmiede, Schlosserei, einen Raum für Ankerbau und eine Untersuch- und Wagenhalle. Ausrüstung, Beleuchtung, Gerätewagen, Schienenreinigungswagen, Lageplan.

Hauptwerkstätte der Stuttgarter Straßenbahnen in Stuttgart. Von Loercher. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juni 12 S. 372/76*) Die im Mittelpunkte des 50 km langen Gleisnetzes mit 200 zweiachsigen Motorwagen und 130 Anhängern liegende Halle wird durch eine elektrische Schiebebühne in zwei Teile zerlegt. Der eine dient zum Auf- und Abbauen der Wagen mit anschließender Tischlerei, der andre zum Lackieren. Senkrecht zu den Aufbaugleisen liegen die Dreherei, Schlosserei, Schmiede usw. Lageplan, Ausrüstung.

Zucker- und Stärkeindustrie.

La fabrication du sucre de betteraves. Son histoire depuis cent ans. Son état actuel. Von Gilbert. (Mém. Soc. Ing. Civ. März 12 S. 417/62* mit 1 Taf.) Geschichte der Zuckerindustrie; Entwicklung der Bearbeitungsarten und Reinigungsverfahren.

Rundschau.

Amerikanisches Walzwerk zur Verwertung alter Eisenbahnschienen. Aus dem Verfahren, alte Eisenbahnschienen umzuwalzen und zu verwerten, hat sich in Nordamerika eine ansehnliche Industrie entwickelt. Die erste Anlage entstand 1873 in Chicago, und in den letzten 20 Jahren sind in Pennsylvanien, New York, Ohio, Illinois, Canada und an der östlichen Küste etwa 12 weitere Anlagen errichtet worden. Die Schienen werden gewöhnlich zu Stabeisen, Flacheisen usw. für Ackergeräte, eiserne Bettstellen, ferner zu Einlagen für Eisenbeton u. a. m. umgewalzt. Die neueste Anlage dieser Art ist kürzlich von der Laclede Steel Co. in St. Louis in Betrieb gesetzt worden[1]). St. Louis hat man gewählt, weil es ein Hauptort für den Handel mit solchen Schienen und überhaupt mit Schrott ist. Das Walzwerk, Fig. 1, ist durchaus

[1]) The Iron Trade Review vom 4. April 1912.

Fig. 1. Walzwerk der Laclede Steel Co. zur Verwertung alter Eisenbahnschienen.

neuzeitlich ausgestattet und kann nötigenfalls auch seine Erzeugnisse aus neugewalzten Knüppeln herstellen. Seine Leistungsfähigkeit beträgt 4000 t in einem Monat. Das Hauptgebäude ist 140 m lang und 18,3 m breit. An seiner Südseite befindet sich der Lagerplatz für das Rohmaterial. Die Schienen werden durch einen Kran, der sich auf ein Gerüst *a* und ein an der Gebäudewand entlanglaufendes Gerüst stützt, vor die Stoßvorrichtung *b* des Wärmofens gelegt. Der Ofen wird durch Gas aus den Morgan-Generatoren *c* geheizt und nimmt Schienen bis zu 10 m Länge auf. Die Stoßvorrichtung wird von 2 Elektromotoren betätigt. Die gewärmten Schienen wirft die Ausstoßmaschine *d* auf den Rollgang *e*, wo sie von der Warmsäge in passende Stücke zerschnitten und von schadhaften Stellen befreit werden. Darauf bringt sie der Rollgang in die 406er Duostraße *g*, die von der Walzenzugmaschine durch Seile angetrieben wird. Die Straße besteht aus einem Kamm- und einem Schneidwalzengerüst und trennt in einem Arbeitsgange den Kopf und den Fuß der Schiene von ihrem Steg. Die drei einzelnen Teile gehen dann auf einem Rollgang zu der Vorstraße *h*, die ebenfalls eine Duostraße mit Walzen von 406 mm Dmr. ist und deren Kammwalzengerüst mit der Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt ist. Die Mittellinien der beiden ersten Walzenstraßen sind nur 7,6 m voneinander entfernt, so daß man sie auch als ein kontinuierliches Walzwerk ansehen könnte. Der Steg der Schienen geht hinter der Vorstraße durch eine halbkreisförmige Führung *i* von 4,5 m Dmr. nach der Fertigstraße *k*, die drei Triogerüste von 254 mm Walzendurchmesser und ein Duogerüst enthält und von einem 350 pferdigen Gleichstrommotor der General Electric Co. für 230 V angetrieben wird. Die minutliche Umlaufzahl des Motors kann zwischen 240 und 350 geändert werden. Der Kopf und der Fuß dagegen gehen von *h* unmittelbar nach der 305er Fertigstraße *l* mit 4 Triogerüsten in der Mitte und je einem Duogerüst an jedem Ende. Die an der Maschinenseite gelegene eine Hälfte dieser Straße dient zum Fertigwalzen des Schienenfußes, die andre ist für den Kopf bestimmt; die Mitten der beiden Duogerüste sind rd. 10 m voneinander entfernt. Damit das Walzgut der Straße *l* nicht in die Straßen *h* und *k* gerät und sie behindert, sind hinter *l* zwei geneigte Kanäle *m* angeordnet, an die sich unter dem Fußboden bis hinter die Wärmöfen laufende Tiefgänge anschließen, welche die Walzstäbe während der Arbeit aufnehmen. Die Straße *l* wird ebenso wie die Straße *g* durch Seile von der Dampfmaschine angetrieben. Ihre Mittellinie ist von derjenigen der Vorstraße *h* 10675 mm entfernt.

Die Walzenzugmaschine ist eine Southwark-Corliss-Dampfmaschine von rd. 860 mm Zyl.-Dmr., 1460 mm Hub und 108 Uml./min. Die durch 17 und 12 Seile von rd. 50 mm Dmr. angetriebenen Straßen *l* und *g* machen 202 und 73 Uml./min. Die Umfangsgeschwindigkeit der Walzen ist verhältnismäßig hoch. Der Walzsinter wird aus Gruben unten den einzelnen Straßen durch Wasserkanäle zu einer gemeinsamen Grube *n* geleitet und aus dieser durch den Laufkran entfernt. Von den Fertigstraßen geht das Walzgut, zum Teil über elektrisch angetriebene Rollen *o*, auf die Warmbetten *p*, *q* und *r*, die rd. 65, 52 und 52 m lang und mit Rollgängen ausgerüstet sind. An ihren Enden befinden sich Scheren *s*, etwas entfernt davon die Richtmaschinen *t*. Ein 5 t-Kran *u* dient zum Befördern der fertigen Ware und zum Verladen auf Eisenbahnwagen, die auf dem Gleis *v* in die Halle einfahren können. Alle Hülfseinrichtungen, wie Rollgänge, Scheren usw., werden durch Elektromotoren angetrieben. Der Strom für diese Zwecke wird in einer 75 KW-Turbodynamo *w* erzeugt, der für die Walzenstraße *k* in einer neben *w* liegenden 500 KW-Abdampf-Turbodynamo für Gleichstrom von 230 V, die vom Auspuffdampf der Corliss-Maschine gespeist wird. Die Abdampfturbine arbeitet in einen Weißschen Kondensator mit Abfallrohr und Weißscher Luftpumpe. Das erforderliche Wasser wird durch elektrisch angetriebene Pumpen aus Tiefbrunnen gefördert und ebenso dem Kondensator zugeführt. Auch ist eine Verbindung mit dem städtischen Wasserwerk vorhanden. Der Dampf wird in drei Wasserrohr-Kesseln mit künstlichem Zug erzeugt. Den Ventilator treibt eine liegende Dampfmaschine. Zum Betrieb des ganzen Walzwerkes in zwei Schichten dienen nach einer Mitteilung der Gesellschaft ungefähr 100 Arbeiter.

Die neue Anlage bildet gegenüber den bisherigen dieser Art einen wesentlichen Fortschritt, da die letztere im wesentlichen aus acht nebeneinander stehenden Gerüsten mit Dampfmaschinen an beiden Enden bestand und weder beim Walzen noch auf dem übrigen Arbeitswege auf eine rasche und wirtschaftliche Beförderung des Walzgutes ein so großer Wert gelegt wurde wie bei der neuen.

Erweiterung der Monongahela-Brücke in Pittsburg. Die Brücke wurde im Jahr 1881 als Ersatz der betriebsunsicher gewordenen Röblingschen Hängebrücke nach einem Entwurf von Gustav Lindenthal gebaut[1]); die Spannweite der beiden Hauptöffnungen beträgt rd. 109,5 m, die Breite der Fahrbahn 7,8 m. Die Hauptträger sind linsenförmige Träger, an denen die Fahrbahn aufgehängt ist, s. Fig. 2. Da die Brücke für den großen Verkehr nicht mehr genügte, wurde 1891 noch eine zweite 6,15 m breite Fahrbahn geschaffen, indem ein dritter Hauptträger zugefügt wurde. Während über die alte Fahrbahn der Wagen- und Fußgängerverkehr geleitet wurde, diente die neue für die Ueberführung der zweigleisigen Straßenbahn, erwies sich aber neuerdings wieder zu schmal; infolgedessen wurde 1911 der dritte Hauptträger um 1,37 m hinausgerückt, so daß die Fahrbahn jetzt 7,52 m breit ist. Einen Querschnitt durch die Brücke vor und nach der Erweiterung zeigen Fig. 3 und 4. Die Längsträger sowie die Kragträger für die Fußgängersteige wurden wieder verwandt, die Querträger dagegen wurden ausgewechselt. Die neue Lage des dritten Hauptträgers auf dem Flußpfeiler zeigen Fig. 5 und 6. Der Arbeitsvorgang war kurz folgender: Die Hauptträger wurden durch Winden vom Pfeiler aus etwas angehoben; darauf stemmte man das Mauerwerk aus und zog 5 Stegblech-Kragträger ein. Einen Schnitt durch den Pfeilerkopf gibt Fig. 7. Die Obergurtwinkel der Blechträger dienten als Gleitbahn bei der Verschiebung der Hauptträger. Dann wurde der Träger genügend abgesteift (Fig. 8 und 9), durch Winden um 1,37 m hinausgeschoben und in der neuen Lage verankert. Darauf wurden die Querträger sowie die Längsträger eingebaut und die neue Fahrbahnabdeckung hergestellt. Das eigentliche Fortrücken des Trägers nahm 3 Stunden in Anspruch. (Engineering News 11. April 1912)

[1]) s. Z 1884 S. 409, 742.

Fig. 2. Die Monongahela-Brücke in Pittsburg.
Maßstab 1 : 2000.

Fig. 3 und 4.
Querschnitt durch die Fahrbahn vor und nach der Verbreiterung.
Maßstab 1 : 100

Fig. 5 und 6.
Neue Auflagerung des Hauptträgers auf dem Flußpfeiler.
Maßstab 1 : 100.

Fig. 8 und 9.
Seitliche Absteifung des Hauptträgers.
Maßstab 1 : 80.

Fig. 7.
Querschnitt durch den Pfeilerkopf.
Maßstab 1 : 75.

Zwei Wellendrehbänke von recht erheblichen Abmessungen und bemerkenswerter konstruktiver Durchbildung sind in Fig 10 und 11 dargestellt. Sie entstammen den Werkstätten von Thomas Shanks & Co. in Johnstone, V. St. A. Beide Maschinen sind als Doppelbänke ausgebildet und zum Bearbeiten außergewöhnlich langer und schwerer Wellen (Schiffswellen) bestimmt. Die obere Bank ist aber außer für das Schruppen und Schlichten solcher Wellen auch für die Aufnahme der Werkzeuge zum Hohlbohren eingerichtet. Endlich ist auch Plandrehen und Gewindeschneiden möglich.

Fig. 10 und 11.

Wellendrehbänke, gebaut von Thomas Shanks & Co. in Johnstone.

Die Bank ist mit zwei an jedem Ende des Bettes befindlichen Spindelstöcken und zwei Reitstöcken ausgerüstet. Jeder Spindelstock wird unabhängig vom andern durch einen Elektromotor angetrieben, so daß zwei Wellen mittlerer Länge gleichzeitig bearbeitet werden können. Nach Wegnahme eines Reitstockes läßt sich die ganze Länge des Bettes ausnutzen. Die größte nutzbare Länge zwischen den Spitzen beträgt 24,4 m; bei gleichzeitiger Bearbeitung zweier Wellen kann jede etwa 11,6 m lang sein. Insgesamt ist das Bett 31,2 m lang bei 965 mm Spitzenhöhe. Das Bett hat 4 Bahnen und besteht aus nur zwei Teilen, die in der Mitte gekuppelt und, über die vier Bahnen gemessen, 2140 mm breit sind. Es trägt 6 Werkzeugschlitten, für jede Bank zwei auf der Vorderseite und einen auf der Rückseite, außerdem je eine verschiebbare Brille und je eine Halslagerführung. Die Maschine hat für die sechs Schlitten 4 Leitspindeln, von denen 2 über die ganze Länge der Bank reichen. Die beiden mittleren, nahe den Reitstöcken befindlichen Vorderschlitten und die rückseitigen Schlitten sind mit einer Einrichtung zum Verbinden des Längs- und Planvorschubes versehen, so daß Kegel von 1:2 bis 1:81 Neigung gedreht werden können. Die Vorschübe liegen zwischen 1,08 und 25,4 mm für jede Umdrehung der Spindel. Nach unsern Begriffen ist die untere Grenze für das Schlichten entschieden nicht fein genug, während die Vorschübe über 4 mm doch nur für das Gewindeschneiden in Frage kommen. Schlitten und Reitstöcke haben Eilbewegung, die durch Räder und Zahnstange und besondere Nebenwellen von zwei Hülfsmotoren mit gleichbleibender Umlaufzahl angetrieben werden. Danach scheinen keine Schaftwellen vorgesehen und alle Vorschübe den Leitspindeln zugemutet zu sein. Die Brillen sind nur mit der Hand verstellbar.

Die Planscheiben haben 1830 mm Dmr. und sind mit aufgeschrumpften Stahlringen versehen. Die Motoren für den Spindelantrieb haben veränderliche Umlaufzahl, wodurch in Verbindung mit den Räderwechseln der Spindel fast 100 verschiedene Geschwindigkeitsstufen in den Grenzen von 2 bis 60 Uml./min erteilt werden können. Die Bohrausrüstung besteht aus 2 Stahlrohren von 12 bis 15 m Länge, die mit einem Schneidkopf versehen sind, der jeden Durchmesser zu bohren gestattet. Zum Stützen der Hohlbohrer unmittelbar am Werkstück dienen die Halslagerführungen. Die Bohrer werden fest in die Schlitten gespannt, können mit ihnen somit schnell zurückgezogen werden. Eine kleine durch einen Motor angetriebene Pumpe liefert den starken, zum Wegspülen der Späne beim Hohlbohren erforderlichen Wasserstrahl.

Bei der andern Drehbank, Fig. 11, besteht das Bett nur aus einem Stück, die größte Drehlänge beträgt 22,8 m. Auch sie hat zwei Leitspindeln, von denen eine über die ganze Länge der Bank reicht. Die vier Werkzeugschlitten bestehen aus je einer Bettplatte mit vorderem und hinterem Aufbau (Doppelschlitten). Der vordere Aufbau hat Kreuzschieber und Drehteil, der hintere ist ohne Drehteil. Das ist mit Rücksicht auf die nach oben gerichteten Kräfte, die auf die rückwärtigen Stichel wirken, geschehen, um die Konstruktion starrer zu machen. (The Engineer 29. März 1912)

Eine bemerkenswerte doppelte Ausbohrmaschine für Stahlgüsse bis zu den größten Abmessungen ist von Noble & Lund Ltd. in Newcastle on Tyne gebaut worden, Fig. 12. Die Maschine ist zum Ausbohren von Güssen (Ingots) bis zu 5,5 m Länge und 2,13 m Dmr., d. h. bis etwa 140 t Gewicht, geeignet und gestattet, Löcher bis zu 610 mm Dmr. zu bohren. Die beiden Bohrstangen arbeiten einander entgegen und treffen sich in der Mitte. Jede ist an der Planscheibe der zugehörigen Spindel befestigt, die in einem mächtigen Spindelstock gelagert ist und von einem Elektromotor durch Räderübersetzungen angetrieben wird. Beide Spindelstöcke arbeiten also völlig unabhängig voneinander. Spindelstock und Bohrstange werden selbsttätig vorgeschoben. Für die schnelle Verstellung des Spindelstockes auf dem Bett und den raschen Rückzug der Bohrstange sind besondere Motoren vorgesehen, während eine kleine elektrisch angetriebene Dreikolbenpumpe den Schneiden den kräftigen Flüssigkeitsstrahl zuführt, der zum Kühlen und Schmieren wie zum Wegspülen der Späne erforderlich ist. Die Maschine wiegt rd. 112 t. (Engineering 19. April 1912)

Fig. 12.

Ausbohrmaschine für Stahlgüsse von Noble & Lund Ltd. in Newcastle on Tyne.

Vorrichtung zum Einspritzen von Zementmilch. Um Zementmilch zum Befestigen und Dichten von Böschungen einzuspritzen, bedient man sich beim Bau des Panama-Kanales einer neuen Maschine, der sogenannten Zementkanone, die mit Druckluft von 3 at betrieben wird. Der eigentliche Betriebskessel ist *b*, Fig. 13, während der Kessel *a* nur als Füllkessel dient. Die beiden Kessel sind durch die beiden Klappen *c* und *d* abgeschlossen. Auf dem Boden des Kessels *b* befindet sich eine drehbare 30 mm dicke Platte *l*, deren Rand nach Fig. 14 ausgezahnt ist, und die beim Drehen durch den Ausschnitt eines Rohres *e* geht, das einerseits zum Drucklufterzeuger führt, anderseits als Ausfluß der Mischung dient. Der Arbeitsvorgang ist folgender: Nach dem Oeffnen der beiden Klappen *c* und *d* wird der Kessel *b* mit Zement und Sand gefüllt, dann wird die Klappe *d* geschlossen und Platte *l* gedreht. Die zahnförmigen Ausschnitte schieben hierbei Teile der Mischung seitlich in das Rohr *ef*; durch die Druckluft wird nun die Mischung durch den Schlauch in die Spritze, Fig. 15, gedrückt, wo Wasser zugesetzt wird. Das fertige Gemisch verläßt die Spritze mit 90 m/sk Geschwindigkeit. Der Kessel *b* wird von *a* aus nachgefüllt; ist der Druck in *a* und *b* gleich, so öffnet sich *d* selbsttätig, und das Mischgut gelangt in den Kessel *b*; dann wird *d* wieder geschlossen, und *a* ist zu neuer Füllung frei. Die Arbeit wird also dabei nicht unterbrochen. (Zentralblatt der Bauverwaltung 10. April 1912)

Fig. 13 und 14. Vorrichtung zum Einspritzen von Zementmilch.

Fig. 15. Mundstück.

a Füllkessel
b Betriebskessel
c Einfüllklappe
d Durchgangsklappe
e Austrittsrohr
f Anschluß an den Drucklufterzeuger
g Gummieinsatz
h Wasseraustrittstellen
i Wassereintrittstelle
l Drehplatte

Uebergabe der Putlitzbrücke in Berlin. Das Bauwerk, das im Zuge der Strom-, Putlitz- und Föhrer Straße liegt und dem Nordwesten Berlins einen neuen Verkehsweg eröffnen soll, ist am 29. Juni dem öffentlichen Verkehr übergeben worden. Die Brücke ist 880 m lang und 19 m breit und überbrückt die ausgedehnten Gleisanlagen am Bahnhof Putlitzstraße; sie besteht abwechselnd aus Zweigelenk-Rahmenträgern mit Kragarmen und Koppelträgern, die sich auf die Kragarme stützen. Die Fahrbahn ist aus Eisenbeton hergestellt. Das Gewicht der Eisenkonstruktion beträgt rd. 1700 t. Mit den Gründungen wurde im Herbst 1909, mit der Aufstellung der Eisenkonstruktionen Anfang 1911 begonnen und letztere im Januar 1912 beendet. Die Gesamtkosten der Brücke betragen 1415000 *M*. Die Eisenkonstruktionen wurden von der Firma G. E. Dellschau, Berlin, geliefert.

Neuere amerikanische Winddruckmessungen. In Reno (Nevada) hat P. Boardman während des Jahres 1911 Versuche zur Messung des Winddruckes gegen geneigte Flächen angestellt, nach denen sich zwischen dem Flächendruck in kg/qm und der Windgeschwindigkeit in km/st eine lineare Abhängigkeit ergibt. Für die verschiedenen Neigungswinkel ergeben sich folgende Werte:

$$\alpha = 30^0 \qquad P_n = 0{,}109\, v + 0{,}733$$
$$\alpha = 50^0 \qquad P_n = 0{,}147\, v + 2{,}2$$
$$\alpha = 60^0 \qquad P_n = 0{,}152\, v + 1{,}95.$$

Diese Werte weichen völlig von denen ab, die andre Forscher, wie z. B. Dines, Langley und Stanton, ermittelt haben; so gibt z. B. Stanton folgende Werte:

$$\alpha = 30^0 \qquad P_n = 0{,}002825\, v^2$$
$$\alpha = 45^0 \qquad P_n = 0{,}00527\, v^2$$
$$\alpha = 60^0 \qquad P_n = 0{,}0063\, v^2.$$

Der Prüfstand bestand aus einem drehbaren Häuschen, dessen Vorderwand und Giebelwand geschlossen waren, während die Rückseite nur durch einen Segeltuch-Vorhang abgeschlossen war; der Neigungswinkel des Satteldaches konnte von 15° bis 70° geändert werden; die Dachflächen waren 1,83 × 3,05 qm groß und gelenkig miteinander verbunden; die im Windschatten liegende Fläche war auf Rollen gelagert und konnte auf Schienen gleiten; die vom Wind getroffene Seite stützte sich gegen einen Hebel, der auf ein Federdynamometer einwirkte. (Journal of the Western Society of Engineers April 1912)

Betriebseröffnung der Mittenwaldbahn. Am 1. Juli ist die von Garmisch-Partenkirchen nach Mittenwald führende elektrische Bahn dem Verkehr übergeben worden. Sie ist zwischen dem neuen Bahnhof Garmisch-Partenkirchen und Mittenwald 18 km lang und berührt die Haltepunkte und Bahnhöfe Kainzenbad, Kaltenbrunn und Klais, deren Abstände der Reihe nach 1,89, 4,9, 4,9 und 6,3 km betragen. Die ganze Strecke bis zur Landesgrenze bei Scharnitz, an die sich die tirolische Strecke bis Innsbruck anschließt, ist als eingleisige Hauptbahn zweiter Ordnung von der bayerischen Staatsbahn ausgeführt. Der bisherige Bahnhof Garmisch-Partenkirchen war für die neue Verkehrserweiterung unzureichend und nicht ausbaufähig. Der neue Bahnhof ist daher bei Kohlstadt 600 bis 700 m südlich vom alten Bahnhof und etwa gleich weit von beiden Orten entfernt errichtet worden. Die neue Strecke verläßt den alten von Norden her nach Garmisch-Partenkirchen führenden Bahnkörper rd. 1 km vor dem alten Bahnhof, überschreitet die Loisach und die Landstraße auf gewölbten Brücken und erreicht den hochwasserfrei angelegten neuen Bahnhof in 708,32 m Höhe über Normal-Null. Hinter dem Haltepunkte Kainzenbad ersteigt die Bahn in einer vielfach gewundenen 3,5 km langen Steilrampe von 30 vT Steigung den Bahnhof Kaltenbrunn in 856 m Höhe. Der nächste Bahnhof, Klais, liegt 932 m hoch. Dahinter steigt die Bahn noch auf 966,67 m und erreicht damit die Wasserscheide zwischen Loisach und Isar. Sie fällt dann in Steilrampen von 30 vT gegen Mittenwald ab, dessen Bahnhof 913,75 m ü. M. liegt. (Münchener Neueste Nachrichten 1. Juli 1912)

Die New York-, Westchester- und Boston-Eisenbahn, eine neuerbaute Wechselstrom-Vorortbahn für starken Verkehr, die vom Harlem-Fluß in Bronx, N. Y., nordwärts bis zur North Avenue in New Rochelle und mit einer Zweigstrecke von Columbus Avenue in Mount Vernon zur Westchester Avenue in White Plains, Westchester County, führt, ist am 29. Mai d. J. in Betrieb genommen worden. Die Strecke ist vom Harlem-Fluß bis New Rochelle 19,7 km, die Zweigstrecke von Columbus Avenue bis Westchester Avenue 13,9 km lang. Eine Verlängerung der Bahn nach Post Chester, Brewster und Danbury ist in Aussicht genommen. Die Bahn ist wirtschaftlich von den New Haven- und New York-Zentralbahnen abhängig. Die neue Bahn durchzieht mit ihrem nördlichen Teil ein Vorortgebiet, das mangels guter Verkehrsmittel mit New York oder vielmehr Manhattan bisher nur schwach besiedelt worden ist. Bronx, das schon von mehreren alten Eisenbahnen durchzogen wird, hatte 1910 bereits 430000 Einwohner. Die nördlich davon gelegenen Gemeinden Pelham, Mount Vernon, New Rochelle und White Plains haben im Jahrzehnt von 1900 bis 1910 ebenfalls starke Einwohnerzunahmen — 50 bis 100 vH — aufzuweisen gehabt.

Die neue Bahn beginnt am Harlem-Fluß mit einem unmittelbar an der New Haven-Bahn gelegenen Bahnhof, wodurch der Uebergang der Fahrgäste auf die ins Innere von Manhattan führenden Linien ermöglicht ist; aber insbesondere die erste Haltestelle, an der 180. Straße in Bronx, ist zum Umsteigen auf die Stadtlinien eingerichtet. Die Bahn hat auf der Strecke nach New Rochelle 18 und auf der Zweigstrecke nach White Plains weitere 8 Haltestellen. Die Fahrzeiten betragen von der 180. Straße nach White Plains (rd.

24 km) mit besondern Eilzügen rd. 25 min und mit überall haltenden Vorortzügen 38½ min, auf der Strecke von der 180. Straße nach New Rochelle (12,5 km) mit Eilzügen 13 min und mit gewöhnlichen Zügen 24½ min. (Electric Railway Journal 25. Mai 1912)

Neue Wechselstrom-Lokomotive der New York-, New Haven- und Hartford-Bahn. Bei den Lokomotiven der neuen Colonial-Bauart ist ein eigenartiger Antrieb mit Hohlachse angewandt worden. Die Lokomotiven haben an den Enden je eine Laufachse und dazwischen zwei zweiachsige Drehgestelle, deren vier Achsen je von einem Doppelmotor angetrieben werden. Die Doppelmotoren von je 2×170 PS Stundenleistung treiben durch Zahnräder eine Hohlwelle, die die Achse umfaßt und mit den Rädern durch federnde Mitnehmer verbunden ist. Die Zugkraft an den Treibachsen beträgt 1700 kg, die normale Geschwindigkeit etwa 56 km/st. Eine ähnliche Lokomotive ist nach dem Entwurf von Krizik für die Wiener Stadtbahn gebaut worden. Diese hat ebenfalls Doppelmotoren und entwickelte 2800 kg Zugkraft an den Treibachsen bei 25 km/st Geschwindigkeit. Die Colonial-Lokomotive wiegt insgesamt 110 t, wovon 55 t auf die elektrische Ausrüstung entfallen. Die Doppelmotoren wiegen je 5,4 t. Die beiden Einzelmotoren sind ständig in Reihe geschaltet und werden stets zusammenhängend gesteuert. Sie können mit Druckluft gekühlt werden und entwickeln dann je 145 PS Dauerleistung, womit die Lokomotive auf 1160 PS kommt. (Schweizerische Bauzeitung 15. Juni 1912)

Wasserkraftanlage mit Betrieb durch städtische Abwässer. Die nahe den Niagarafällen liegenden Städte Buffalo, Lackawanna, Tonawanda, Lockport und Niagara Falls haben sich zusammengetan, um einen neuartigen Plan für den Betrieb eines Elektrizitätswerkes durchzuführen. Die Kraft hierfür sollen ihnen nämlich die städtischen Abwässer liefern, die zu diesem Zweck sämtlich durch einen Tunnel zwischen Buffalo und der rd. 76 m tiefer liegenden Stadt Lewiston geleitet werden, wobei sie nach vorläufigen Berechnungen rd. 250 000 PS abzugeben imstande sind. Darauf will man die Abwässer noch zum Düngen verwenden. Nach Erledigung der Vorarbeiten ist beabsichtigt, die New York State Conservation Commission zur Mitarbeit heranzuziehen, die dem Plane geneigt sein soll. (The Iron Age 20. Juni 1912)

Neue Fabrik der Diesel Engine Company in England. Die Diesel Engine Company, die unlängst aus einer Vereinigung von englischen Interessenten und der belgischen Fabrik Carels Frères aus Gent gegründet ist, beabsichtigt, bei Ipswich ein großes Werk zu errichten. Die Werkstätten sollen zunächst für etwa 1000 Arbeiter eingerichtet werden. Die Maschinen sollen auf Grund der neueren Erfahrungen von Carels Frères gebaut worden. (Engineering 28. Juni 1912)

Fortbildungskursus für Statik, Eisenbetonbau und Städtebau an der Königlich Technischen Hochschule zu Aachen vom 7. bis 26. Oktober 1912. Den Anregungen verschiedener Kreise nachkommend, wird dieser Fortbildungskursus hauptsächlich für die Baubeamten von staatlichen und kommunalen Behörden, für die Lehrer technischer Schulen und für Ingenieure industrieller Werke veranstaltet. Die Vorträge finden täglich vormittags und nachmittags im Architektur-Gebäude der Technischen Hochschule am Templergraben statt. In der ersten Woche wird Statik, in der zweiten Woche Statik und Eisenbetonbau und in der letzten Woche Eisenbetonbau allein behandelt, so daß der Vortrag über Statik die Grundlagen für die Vorlesungen über Eisenbeton ergibt. Die Vorträge über Städtebau sind über die beiden ersten Wochen verteilt. Die Anmeldungen zur Teilnahme sind möglichst bald an das Sekretariat der Königlichen Technischen Hochschule zu Aachen zu richten. Die Gebühr für den Kursus beträgt 100 ℳ. Nähere Auskunft erteilen Professor Domke und Professor Hertwig in Aachen.

Verzeichnis der Vorträge.

1) Professor Domke: Theorie, Entwerfen und Konstruktion der Eisenbetonbauten. 30 st.
2) Profesor Dr. Gemünd: Bau- und Bodenpolitik der Städte in ihrer Bedeutung für das Wohnungswesen. 4 st.
3) Geh. Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Henrici: Die Grundlagen für das Entwerfen von Bebauungsplänen. 6 st.
4) Professor Hertwig: Statik der Baukonstruktionen mit besonderer Berücksichtigung der Aufgaben im Eisenbetonbau. 30 st.
5) Professor Dr. Kähler: Industrieansiedlungen und Stadterweiterungen. 4 st.
6) Privatdozent Dr. techn. Mautner, Oberingenieur der Firma C. Brandt in Düsseldorf: Moderne Eisenbetonbauten. 4 st.
7) Professor Dr. Passow: Neue Entwicklungstendenzen in der Organisation der kommunalen Erwerbsbetriebe. 4 st.
8) Regierungsbaumeister Petry, Direktor des Deutschen Beton-Vereines, Oberkassel: Ergebnisse der neueren Eisenbetonversuche. 4 st.
9) Regierungsbaumeister Riepert, Vorsitzender der Zentrale zur Förderung der Deutschen Zement-Industrie, Charlottenburg: Herstellung und Eigenschaften der neueren Zementarten. 4 st.
10) Geh. Regierungsrat Professor Dr. M. Schmid: Künstlerische Behandlung der Eisenbetonbauten. 2 st.

Berichtigung.

In der Zuschrift: Versuche mit Riemen und Seiltrieben von Adolf Heucken, Z 1912 S. 1057 r. Sp., lies in der zweiten Zahlentafel letzte Zeile: 13,3 kg/cm statt 14,3 kg/cm.

Patentbericht.

Kl. 7. Nr. 241891. Einführungsschienen für Blockwalzwerke. Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg. Die auf dem Hebetisch *a* an ihrem einen Ende drehbar befestigten Einführschienen *b* sind mit außerhalb des Tisches befestigten Lenkern *c* verbunden, so daß die Schienen bei der Bewegung des Tisches in der einen Richtung zur Aufnahme des Blockes auseinander und im andern Falle beim Einführen eines Blockes gegeneinander bewegt werden. Die Schienen werden auf die jeweilige Kaliberbreite durch das Getriebe *d e f* eingestellt.

Kl. 13. Nr. 237839. Wasserröhrenkessel. M. Klein, Stuttgart. Der Scheitel des über der hinteren Wasserkammer *d* liegenden Querkessels *b* liegt in oder unterhalb der Linie des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes, während der oder die Langkessel *e* im Scheitel des hinteren Querkessels münden, so daß *b* und *e* stets mit Wasser gefüllt sind. Dadurch ist die Bauhöhe an der hinteren Wasserkammer nicht wie sonst größer als an der vorderen Kammer, auch kann die Schräglage des Kessels beim Einbau in weiten Grenzen beliebig gewählt werden.

Kl. 13. Nr. 238015. Ueberhitzer für Lokomobilen. A. Ventzki, Graudenz. Der in der Rauchkammer *a* liegende Ueberhitzer besteht aus mehreren parallel geschalteten Schlangenrohren *b*, *b*, die quer zu den Mündungen der Rauchröhren stehen, in der Länge der Schleifen sich der Form der Rauchkammerwölbung anpassen und an den Umbiegungsstellen *c* eine erweiterte Oesenform haben, so daß der gesamte Raum ausgenutzt ist und die einzelnen Rohre infolge der weiter ausgebogenen Umbiegungen überall von den Rauchgasen frei umspült werden können.

Kl. 24. Nr. 237648. Funkenfänger. W. Johlke, Reichenstein (Schlesien). Der Leitkegel *b*, der, um die Funken in die Schüssel *c* abzulenken, in den Schornstein hineinragt, trägt Klappen *e*, *e*, die bei gewöhnlichem Zug herabhängen und die Oeffnungen *a*, *a* freigeben, bei verstärktem Zug aber von diesem geschlossen werden, so daß der gesamte Auswurf nach *c* abgelenkt wird.

Kl. 13. Nr. 237841. Speisewasservorwärmer. E. Blumenthal, Hildesheim. Der Vorwärmer liegt im Flammrohr *c* und besteht aus lösbar verbundenen, doppelkegeligen Hohlkörpern *a*, *a*, die auf Rollen-

böcken *b*, *b* gelagert sind. Die größeren Grundflächen der Doppelkegel *a* sind nach der Feuerung *f* hin gerichtet, um die Feuergase von der Mitte des Flammrohres abzulenken.

Kl. 35. Nr. 237862. Förderkorb-Anschlußbühne. C. Eickelberg, Rünte bei Werne a. Lippe. Sobald die Anschlußbühne *a* bei Abwesenheit des Förderkorbes durch den vom festen Gleis *g* auffahrenden Wagen *f* über die tiefste Gebrauchslage herabgedrückt wird, wird durch einen Anschlag *c* ein Hebel *b* gehoben, der den Wagen durch Anlegen gegen die Achse oder gegen die Unterseite des Wagens festhält.

Kl. 35. Nr. 237860. Schacht-Fördereinrichtung. A. Abraham und K. Solymos, Szilagysomlyo, Ungarn. Die Seiltrommeln *a* und *b* verschieben sich während des Förderns entsprechend dem Auf- und Abwickeln der Förderseile seitlich derart, daß die Seile ständig in der Mittellinie des Förderschachtes laufen. Dies geschieht dadurch, daß die Antriebwelle *d* der Seiltrommeln Schraubengänge *i*, *i* trägt, deren Steigung der Seilstärke entspricht, und auf denen sich die Seiltrommeln mit Hülfe von Hülsen *l*, *l*, die mit Innengewinde versehen und durch Führungen *j*, *j* gegen Drehen gesichert sind, nach rechts und links schrauben.

Kl. 46. Nr. 237512. Explosionskraftmaschine. C. Hofmann, Mannheim. Die Zylinder *c* kreisen um die feststehende Kurbel *d*, an der die Kolbenstangen *a* angreifen. Die Kolben *b* werden durch Hohlschieber *e* gesteuert, die zwischen Kolben *b* und Zylinder *c* liegen und von einem auf der Kurbelwelle angeordneten Zahnrade *k*, in das die Zahnkränze *i* eingreifen, unmittelbar gedreht werden.

Kl. 47. Nr. 237251. Stopfbüchse. W. Grinewezki, Warschau. Die Büchse *a* ist innen zylindrisch nach dem Durchmesser der abzudichtenden Stange, außen aber kegelförmig; sie hat einen oder mehrere nach innen offene, mit Stopfbüchsenmetall oder einer andern plastischen Dichtungsmasse ausgefüllte schraubenförmig verlaufende Schlitze *b*. Durch tieferes Einschrauben in den Tragkörper *c* kann unter Verengung der Schlitze *b* die Dichtungsmasse nach innen und nach außen zum Ausgleich der Abnutzung herausgepreßt werden.

Kl. 65. Nr. 246496. Treiber für Wasser- und Luftfahrzeuge. C. W. van Deursen, Nymegen. Im Zylinder *k* wird eine axial verstellbare Scheibe *a* mit Aussparungen *o* durch die Welle *i* angetrieben. Infolge der Drehung wird das Wasser oder die Luft durch die Fliehkraft an den Rand der Zylindertrommel geworfen und strömt in Gestalt eines hohlen Zylinders aus; das nachströmende Wasser tritt in der Nähe der Achse durch die Aussparungen *o* ein. Befindet sich die Scheibe in der Stellung I, so wird das Fahrzeug von rechts nach links getrieben, bei Stellung III in der entgegengesetzten Richtung, während bei Stellung II eine Bewegung überhaupt nicht stattfindet.

Kl. 50. Nr. 239261. Auflösemaschine. Schneider, Jaquet & Cie., Straßburg-Königshofen. Der eine der den Spalt *g*, durch den das Treibrad *e* das Gut drückt, bildenden Teller *m* wird mittels Schwinge *o* und Schraubenankers *w* eingestellt, durch Gewicht *v* aber am vorzeitigen Ausweichen gehindert.

Kl. 47. Nr. 237514. Lager. E. Fillmann, Friedberg i. H. Um das Lager für verschiedene Wellenstärken, beispielsweise zwischen 40 und 80 mm, verwenden zu können, wird die Welle *a* von radial gestellten Backen *b*, *b* in den die inneren Kugellaufringe bildenden Haltern *e*, e_1 gehalten. Nach Lösen der Schrauben *c*, durch die *b*, *b* in *e*, e_1 befestigt sind, können die Backen durch Verschieben der Klemmringe *f*, *g* enger oder weiter gestellt werden.

Kl. 50. Nr. 242971. Plansichterrahmen. Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt G. Luther, Braunschweig. In den Abfallschlitzen befinden sich miteinander übereinstimmende Stege *e* und Stützen *f*, die das Ausweichen der Rahmenleisten verhüten.

Kl. 63. Nr. 246318. Hohlkugelförmiger Achskopf mit Kardangelenk. R. Schwenke, Charlottenburg. Die Radnabe, der Lenkkopf, der Achskopf und das Kardangelenk werden der Reihe nach ineinander eingekapselt. Das Kreuzstück *e* und die Gabel *g* werden in den Achskopf *d* durch den Schlitz *r*, die Gabel *f* durch den Schlitz *j* eingebracht. Beide Schlitze sind hinreichend lang, um das Durchschieben der entsprechend gedrehten Gabeln zu ermöglichen. Der zweiteilige Verbindungsbolzen h_1, der einteilige Verbindungsbolzen h_2 und die Verbindungsschraube h_3 werden durch die Oeffnungen *s* und *t* für die Drehzapfen u_1 und u_2 eingeführt.

Kl. 77. Nr. 245562. Flugzeug. A. Edwards, London. Das Flugzeug hat nach vorn zusammenlaufende Flächenstreifen *a*, *a* und nach hinten zusammenlaufende Flächenstreifen *b*, *b*, die in der mittleren Längsachse *x-x* zusammentreffen. Die Flächenstreifen sind so miteinander verbunden, daß zwischen ihnen die Oeffnung *y* freibleibt. Die höchsten Stellen der Flächen befinden sich an den Spitzen *z* an jeder Seite des Flugzeuges; *y* ist so angeordnet, daß der Druckmittelpunkt während des Fluges in der Linie *z-z* liegt.

Kl. 77. Nr. 245824. Flugzeug. E. Schmid und H. Bauer, Freudenstadt (Württemberg). In dem aus Tragfläche *a*, Flügeln *b* mit Steuerflächen *d* und Schwanz *c* bestehenden Flugzeug ist der Führersitz *f* an der Drehachse *h* pendelnd aufgehängt. Bei Schrägstellung des Flugzeuges wird der mit dem Führersitz gelenkig verbundene Schwanz *c* verwunden und gleichzeitig auch die Steuerflächen dementsprechend eingestellt. Stellt sich der Führer mit Hülfe der Griffe *k* selbst schräg, so wird das Flugzeug dadurch zum Kurvenfahren gebracht.

Kl. 81. Nr. 244596. Transportbehälter. J. Keyzer-André, Maestricht (Holland). Der Boden des Behälters wird durch Walzen *a* gebildet, die in [-Eisen der Seitenwände laufen und miteinander verbunden sind. Zum Entladen des Behälters wird diese Rollwand in eine seitliche Kammer *b* gezogen und fällt nachher durch ihr Gewicht in die ursprüngliche Lage zurück.

Kl. 77. Nr. 246371. Einseitig bespannte Tragflächen. A. Euler, Frankfurt a. M. Auf 2 Langhölzern *a* und *b* werden Kurvenhölzer befestigt, die die Wölbung der Flächen bestimmen. Zwischen diesen

Kurvenhölzern sind Bandstreifen b_1 so befestigt, daß sie die Tragfläche gegen Ausbeulung festhalten. Der eigentliche Stoffüberzug a_1 wird hinter dem vorderen Langholz a befestigt, um dieses nach vorn herum und dann nach hinten gehend unter dem zweiten Langholz b bis zum Ende des Kurvenholzes gezogen. Stoffstreifen c und d verhindern die Wirbelbildung hinter dem Tragspant.

Kl. 77. Nr. 245920. Propellerflügel. Rheinisch-Westfälische Sprengstoff-A.-G., Köln. Der Flügel besteht aus einem quer zur Flügelfläche entsprechend der Flügelform wellenförmig gebogenen Blech, auf dem zwei Deckbleche befestigt sind. Im äußeren Teile des Flügels ist das innere Wellblech mit den beiden Deckblechen durch Stehbolzen verbunden.

Zuschriften an die Redaktion.

Versuche mit Selbstgreifern.

Sehr geehrte Redaktion!

In dem Aufsatz in Nr. 16 dieser Zeitschrift »Versuche mit Selbstgreifern« möchte ich auf die Schlußbemerkung des Hrn. Geheimrats Kammerer eingehen, in welcher gesagt wird, daß das Uebersetzungsgetriebe eines Greifers am besten seinen Zweck erfüllt, wenn es gegen Ende der Schließbewegung die größte Uebersetzung hergibt und müßte bei Anwendung eines Kniehebels zur Erzielung einer günstigeren Wirkung an der Schneide derselbe nicht wie beim Flensburger Greifer am Anfang, sondern am Ende seines Hubes in die Strecklage kommen. Diesem pflichte ich selbstverständlich bei. Hr. Geheimrat Kammerer kommt sodann zu dem Ergebnis, daß der Hamburger Greifer dem Verlauf des Schneidwiderstandes besser angepaßt ist als der Flensburger Greifer. Beim Betrachten der beiden Kurven Fig. 14 und 15 möchte man geneigt sein, diesem zuzustimmen; bei genauerem Studium der Wirkungsweise eines Greifers kann ich mich dieser Erkenntnis jedoch nicht anschließen.

Die U-Kurve des Hamburger Greifers steigt von rd. 1500 kg bis zu seinem höchsten Wert von rd. 5300 kg, wobei der Hub des Greifers noch nicht beendet ist. Dann aber fällt der U-Wert bis Beendigung des Schließhubes ganz erheblich bis auf rd. 3500 kg. Die U-Kurve des Flensburger Greifers dagegen fällt allerdings im Anfang des Schließens, steigt sodann aber stetig bis zum Ende des Hubes, wobei die Schließkraft gegenüber dem Hamburger Greifer noch vor dem Ende des Hubes übertroffen wird, und darin liegt m. E. der große Vorteil, daß größere Kohlenstücke, die weder in den gefällten Greifer hinein noch in den Kohlenhaufen zurückgedrängt werden können, von den Schneiden einfach zerschnitten werden, gleichzeitig aber auch eine Sicherheit bieten gegen das Herausfallen von Kohlen nach dem Abheben.

Bei dieser Gelegenheit möchte ich auch darauf hinweisen, daß die Schaufelform des Flensburger Greifers noch verbesserungsfähig ist, dahingehend, daß die innere Arbeit zum Zusammenpressen der Kohle gegen Ende des Schließhubes verringert wird, was eine Vergrößerung der Schließkraft zur Folge hat.

Hochachtungsvoll

Leipzig-Gohlis, den 9. Mai 1912. Andreas Schatz.

Die erste Forderung, die an einen Greifer gestellt werden muß, ist Anpassung an den zu greifenden Stoff. Greifer für sehr harte großstückige Kohle oder gar für Erz müssen — wie Hr. Schatz richtigt bemerkt — eine große Schließkraft am Hubende besitzen, um große Stücke, die zwischen die Schneiden geraten, zerschneiden zu können; hier wird also eine gegen Hubende zunehmende Hebelübersetzung zweckmäßig sein.

Hat der Greifer dagegen schottische und englische Kohle zu fördern, wie es bei der untersuchten Flensburger und Hamburger Anlage der Fall ist, dann ist besonders große Schließkraft am Hubende nicht notwendig; tatsächlich reicht die beim Hamburger Greifer verfügbare Schließkraft vollständig aus, um den Greifer sicher zu schließen. Es kommt hier mehr darauf an, daß der Greifer sich tief eingräbt, damit er sich bei jedem Hub völlig füllt und infolgedessen möglichst große Förderleistung erzielt. Wenn der Hamburger Greifer diesem Bedürfnis sehr gut angepaßt ist, so ist er trotzdem in den Einzelheiten sehr verbesserungsfähig. Die Schaufelform könnte — wie Hr. Schatz zutreffend bemerkt — zweckmäßiger gewählt werden; auch das Triebwerk könnte besser durchgebildet sein.

Charlottenburg. Kammerer.

Angelegenheiten des Vereines.

Festschrift zur 53sten Hauptversammlung in Stuttgart 1912.

Von der 70 Seiten 4° starken, die Industrie Württembergs behandelnden Festschrift[1]) zur Hauptversammlung Stuttgart sind noch Exemplare vorhanden, die an unsre Mitglieder für 2,50 *M* postfrei nach Einsendung des Betrages abgegeben werden.

Bildnismappe: Große Männer der Naturwissenschaften und der Technik.

Den Teilnehmern an der Hauptversammlung in Stuttgart ist als Festgabe eine Mappe mit den Bildnissen von

Johannes Kepler, Alfred Krupp, Robert Mayer, Werner Siemens und Max Eyth

überreicht worden. Die Bilder sind in vorzüglicher Ausführung von der Photographischen Gesellschaft, Berlin, in Heliogravüre auf holländisahem Büttenpapier hergestellt. Größe 33 × 47 cm.

Diese fünf Bildnisse werden einschließlich der gut ausgestatteten Mappe, soweit der Vorrat reicht, an Mitglieder zum Selbstkostenpreise von 6,50 *M* einschließlich Porto gegen vorherige Einsendung des Betrages abgegeben.

[1]) vergl. die Aufsätze in Z. 1912 S. 897, 918, 941, 956, 981, 986.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der Nummer 26 dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **119. Heft** erschienen; es enthält:

Arno Seyrich: Ueber die Einwirkung des Ziehprozesses auf die wichtigsten technischen Eigenschaften des Stahles.

Der Preis des Heftes beträgt 2 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 *M* beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 29. **Sonnabend, den 20. Juli 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Der moderne Industriebau in technischer und ästhetischer Beziehung.[1]

Von **Karl Bernhard.**

(Vorgetragen in der 53. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Stuttgart 1912.)

Die Technik des modernen Industriebaues gipfelt unter Wahrung des guten Geschmackes in rein wirtschaftlichen Ziele, und das ist in dürren Worten: mit einem Mindestmaß von Bau- und Betriebskosten möglichst viel zu leisten.

a) Die Baukosten setzen sich zusammen

1) aus dem Grunderwerb mit allen damit zusammenhangenden Sonderausgaben und Lasten. Will man zu Vergleichszwecken eine sichere Grundlage schaffen, so muß man auch der topographischen und geologischen Beschaffenheit des Baugeländes Rechnung tragen, d. h. den zur Einebnung erforderlichen Bodenbewegungen und bei unzuverlässigem Baugrunde den Sonderausgaben für alle 0,5 bis 1,0 m unter der Sohle des untersten Geschosses liegenden tieferen Fundamentteile, besonders allen unter Wasser liegenden künstlichen Gründungen, welche gerade bei der sonst vorteilhaften Lage an natürlichen Wasserläufen recht erheblich werden können. Zu Lasten des Grunderwerbes gehen auch die außerhalb des Grundstückes erforderlichen Anlagen, z. B. bei völlig unbebauten Gegenden die Kosten für die Be- und Entwässerung außerhalb des Grundstückes, für die Zufahrtstraßen und sonstige im Verkehrsinteresse des Neubaues erforderlichen Aufwendungen, ebenso deren Verzinsung, Abgaben und Steuern.

2) gehören zu den Baukosten die Aufwendungen für die Gebäude und Anlagen selbst, für die Straßen- und Hafenanlagen mit allen ihren Verkehrseinrichtungen, die innere Ausstattung an Kraft- und Lichtanlagen, sowie die Heizung und Lüftung, schließlich für die maschinelle Einrichtung. Nicht zu vergessen ist auch bei den Baukosten deren Verzinsung während der Bauzeit.

b) Die Betriebskosten, soweit sie von der baulichen Einrichtung abhängen, setzen sich aus der weiteren Verzinsung der Baukosten, den Abschreibungs- und Unterhaltungskosten zusammen. Die letzteren hängen wiederum nicht allein vom natürlichen Verschleiß und den Ergänzungen ab, sondern auch von der Verteuerung solcher Ergänzungsbauten bei nicht gebührender Rücksichtnahme auf Erweiterungs- und Veränderungsmöglichkeiten, ferner auch von der konstruktiven Durchbildung in bezug auf die Sicherheit gegen Feuer und Wasser und von zu deckenden Versicherungskosten. Schließlich gehören zu den Betriebskosten die dauernden Kosten für die Beleuchtung, Lüftung und Heizung. Trotz größerer Aufwendungen bei der Herstellung können diese Kosten im Betrieb niedrig sein, ebenso wie teure Fördereinrichtungen vermöge der Verbilligung der dauernden Ausgaben wirtschaftlich sein können. Gelten doch auch die gleichen wirtschaftlichen Gesichtspunkte für die maschinellen Einrichtungen im allgemeinen, wie für die Krafterzeugung im besondern. Aus finanziellen Gründen wird oft hiervon abgewichen. Alles aber ist abhängig von der Lage des Werkes, von der Möglichkeit der Beschaffung und der Leistungsfähigkeit der Arbeiter, von deren Löhnen und nicht zum mindesten auch von den Bezugkosten, beispielsweise der Rohstoffe, und von der Zuführung natürlicher Hülfskräfte und Kraftquellen.

Die Wege und Mittel, alle in Frage kommenden Kosten möglichst gering zu machen, sind nun aber je nach der Lage des Ortes, der Größe und Art des Betriebes außerordentlich mannigfaltig. Ebensowenig wie es möglich ist, hierfür eine Formel abzuleiten, ebenso schwierig ist es, diese Aufgabe erschöpfend hier zu behandeln. Ich muß mich vielmehr darauf beschränken, nur einige moderne verkehrs- und bautechnische Gesichtspunkte zu berühren, das weite Gebiet nach bestimmten Richtungen hin zu beleuchten, und zwar vom Standpunkt des eingangs erwähnten wirtschaftlichen Zieles auch auf die Gefahr hin, Allbekanntes und Selbstverständliches zu sagen.

Dazu habe ich folgende Richtlinien gewählt:

I. Die verkehrstechnischen Grundlagen im Industriebau, und zwar
  A) den Einfluß des äußeren Verkehrs,
  B) den Einfluß des inneren Verkehrs,
  beides wegen ihrer Beziehung zur Wahl des Bauplatzes und der allgemeinen Anordnung von Industrieanlagen;

II. die bautechnischen Grundlagen der Fabrikbauten selbst, und zwar
  C) die äußeren Mittel zur Raumumschließung,
  D) das innere Tragwerk in baustofflicher und statischer Hinsicht;

III. ästhetische Fragen.

A) Der äußere Verkehr.

Hierfür kommen Landstraßen, Eisenbahnen und Wasserstraßen in Frage.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Eine gute Landstraße ist heute in vielen Fällen mit Rücksicht auf den nicht unwirtschaftlichen Lastautoverkehr keineswegs mehr zu den unmodernen Verkehrswegen zu zählen. Ihr technischer Ausbau in der Nähe von Industrieanlagen sowie in Industriebezirken ist besonders beachtenswert, da Kraftwagen in Ermangelung oder Ergänzung von Eisenbahnanschlüssen, namentlich aber auch für den Stückgüterverkehr, selbst in entlegeneren Gegenden Vorteile bieten können, selbstverständlich aber besonders für den gesamten Nahverkehr.

Von größerer Wichtigkeit ist natürlich der Eisenbahnanschluß, und seine Bedeutung gewinnt, wenn der Verkehr regelmäßig und wagenweise erfolgt. Im einzelnen ist die Lage des Fabrikgrundstückes zur Eisenbahn, namentlich zu den Gleisen, technisch von höchster Bedeutung. Gewöhnlich handelt es sich um einen Gleisanschluß an eine bestehende Eisenbahnlinie. Ist diese besonders verkehrsreich, so wird der Anschluß nicht ohne Schwierigkeiten zu erreichen sein. Besser ist das Vorhandensein eines besondern, von einem Güterbahnhof abzweigenden Industriegleises, weil nur dann bei der Wahl des Bauplatzes der Eisenbahnanschluß stets gesichert ist. Vielfach wird die Lage des Fabrikgrundstückes zur Richtung des Industriegleises nicht genügend beachtet, da die zum Anschluß erforderlichen eisenbahntechnischen Mittel — Weichen, Drehscheiben und Kurven — einen großen Teil des Grundstückes für die Bebauung brachlegen, auch eine günstige Gestaltung zu Lagerzwecken nicht immer zulassen; denn die Anschlußkurven durchschneiden das Gelände in ungünstiger Weise. Ist der Verkehr nicht sehr groß, so sind Drehscheiben, mit welchen einzelne Wagen den Grundstücken zugeführt werden, der räumlichen Anpassung wegen das einfachste. Sobald sich aber der Verkehr auf eine größere Anzahl von Eisenbahnwagen gleichzeitig erstreckt, genügen die Drehscheiben nicht, da sie Zeit und Kosten verursachen, auch zu ganz empfindlichen Betriebstörungen namentlich im Winter Anlaß geben können, überhaupt bei starker Benutzung unter Umständen längere Zeit versagen. Man sollte deshalb bei Neuanlagen dahin streben, wenigstens in dem Hauptgleis des Fabrikhofes unabhängig von Drehscheiben zu sein. Dabei muß man sich aber vergegenwärtigen, daß wir in Deutschland an einen kleinsten Krümmungshalbmesser von 180 m gebunden sind, wenn beliebige Lokomotiven von Hauptbahnen übergehen sollen, von 140 m, wenn nur Nebenbahnlokomotiven mit höchstens 3 m, aber Wagen mit über 4,5 m hinaus gehendem festem Radstand, von 100 m, wenn bei ebensolchen Lokomotiven nur Wagen von weniger als 4,5 m festem Radstand übergehen sollen. Hierdurch entstehen erhebliche Schwierigkeiten bei der oft beliebten rechtwinkligen Lage des Grundstückes zur Eisenbahnlinie. Bei der Aufteilung von Industrievierteln muß deshalb vernünftigerweise zunächst die Gleislage mit den Anschlüssen festgelegt werden und danach sich die Parzellierung richten. Wir sind leider nicht so glücklich daran wie in Amerika, wo sich der Halbmesser bis auf etwa 30 m herabsetzen läßt, weil dort selbst die gewöhnlichsten Kohlen- und Erzwagen von Anfang an mit Drehgestell gebaut worden sind, wo daher die Hauptgleise dicht an den Fabrikgebäuden vorbeiführen und die Abzweigungen sich um scharfe Ecken krümmen lassen, was bei uns, wie überhaupt in Europa, völlig undenkbar ist. Die Anpassungsfähigkeit der Linienführung der Eisenbahnen an die Fabriken in Amerika gegenüber den Schwierigkeiten bei uns zu Hause hat mich in Neid und Staunen gesetzt.

Jedenfalls folgt für uns aus den genannten verkehrstechnischen Rücksichten die Regel, daß sich die günstigste Lage des Grundstückes ergibt, wenn seine Längsrichtung im spitzen Winkel, etwa unter 45°, zu den Stammgleisen gerichtet ist und die Ufer zu den letzteren parallel liegen. Daraus ergibt sich der Parallelogrammzuschnitt bei der Aufteilung von guten Fabrikgrundstücken.

Für die Bedürfnisse an Massengütern spielt die Lage der Industriestätte am Wasser die größte Rolle. Die neueren Großschiffahrtswege, deren Ausbau von der gesamten Industrie aufs lebhafteste zu fördern ist, können Kähne von 400 bis 600 t Inhalt, unsere großen Flüsse solche von 1000 t und die für die Seeschiffahrt allgemein zugänglichen Wasserstraßen solche mit erheblich größerem Inhalt heranbringen. Dementsprechend sind die Anlegestellen wasserbautechnisch so wirtschaftlich wie möglich zu gestalten. Um sie leistungsfähig zu machen, ist schnelle und billige Ent- und Beladung der Fahrzeuge zu erstreben. Es sind also entsprechende Vorrichtungen im Zusammenhang mit den Hafenanlagen nötig, welche das Anlegen der Kähne und namentlich die Förderung ihres Inhaltes auf das Land beschleunigen. Hafen, Hub- und Fördermittel müssen ein einheitliches Ganzes bilden.

Kleinere Stichhäfen sind unzweckmäßig; sie versanden leicht, sind länger durch Eis blockiert, das Ein- und Ausfahren der Schiffe ist kostspielig, zeitraubend, nicht gefahrlos, namentlich an lebhaften Schiffahrtstraßen. Auch dürfte ihre Herstellung meist teurer sein als die parallel zum Strom gelegener Plätze, welche das Anlegen und gleichzeitige Bedienen von zwei parallel zueinander liegenden Schiffen gestatten.

Bei der Beurteilung der Leistung tritt der Umstand in den Vordergrund, daß es sich nicht um eine gleichmäßige Zu- und Abführung von Gütern handelt, daß also eine vorläufige Aufspeicherung größerer Vorräte in unmittelbarer Nähe der Anlegestellen erforderlich wird, mit denen daher Lagerplätze, Silos u. dergl. verbunden werden müssen Handelt es sich um Vorräte zur Ausnutzung der Marktlage, oder um die Vermeidung von Betriebstörungen infolge Mangels an Kohlen oder Rohstoffzufuhr, sei es wegen Streik oder Sperrung der Schiffahrt bei vorübergehender Unzulänglichkeit oder mangelhafter Beschaffenheit der Schiffahrtstraßen, wie sie durch Eis, Hochwasser, Wassermangel usw. verursacht werden kann, immer drohen hier große wirtschaftliche und soziale Mißstände.

Beim großen Kohlenstreik im Februar/März d. J. in England wurde in der keramischen Industrie von Staffordshire vor Beginn des Streiks 50000 Arbeitern gekündigt, da die ganzen Industrieanlagen, soweit sie wenigstens mir bekannt sind, in verkehrstechnischer Hinsicht veraltet sind, weder Kohlen- noch Tonlagerplätze haben, also sozusagen von der Hand in den Mund leben!

Die Aufspeicherung mit ihren Einrichtungen — es kommen in erster Linie die am Wasser gelegenen in Frage — muß aus diesen Gründen technisch möglichst vollkommen ausgebildet werden. Der Wasserverkehr ist eben naturgemäß zeitlich begrenzt, während die Eisenbahn im allgemeinen als ein gleichmäßig arbeitendes Verkehrsmittel angesehen werden kann, natürlich als ein wesentlich teureres. Daraus erklärt sich der Vorzug der Lage von Fabriken mit bedeutendem Massenverkehr am Wasser.

Die Verbindung mit der Eisenbahn ist aber gleichzeitig sehr erwünscht, um die fertigen Produkte gleichmäßig abzuführen. Es muß jedoch ausdrücklich hervorgehoben werden, daß der Massentransport, falls er kurz ist, falls also die Industrieanlagen in der Nähe der Rohstofferzeugung liegen, namentlich in bergiger Gegend von der Eisenbahn oder der Drahtseilbahn vorteilhafter als auf dem Wasserwege bewältigt werden kann. Ebenso kann auch die Nähe billiger Krafterzeugung oder können Lohnverhältnisse neben den erörterten Verkehrsbedingungen maßgebenden Einfluß üben.

Ferner ist bei der Wahl des Fabrikortes, insbesondere bei der Wahl des Bauplatzes für eine Fabrik, neben der Beziehung zum äußeren Verkehr die Heranschaffung und Beseitigung des erforderlichen Betriebswassers von großer Bedeutung. Die Zuführung des Wassers, das in erster Linie für die Fabrikation, dann aber bei eigenem Kraftwerke für Kondensationszwecke gebraucht wird, und dessen Beseitigung nach einem vorhandenen Aufnehmer eine Notwendigkeit ist, bildet eine entscheidende Bedingung, die naturgemäß bei der Lage an einer Wasserstraße am einfachsten zu lösen ist, sonst aber zu kostspieligen Aufwendungen Anlaß gibt.

Die Verunreinigung der natürlichen und künstlichen Wasserläufe durch die Industrie muß aus hygienischen Gründen vom Staate überwacht werden. Alle zur Reinigung der Fabrikabwässer von ihm geforderten Aufwendungen müssen in Rechnung gestellt werden. Zu bemerken ist, daß nach

dieser Richtung in letzter Zeit erhebliche technische Fortschritte für Einzelanlagen erzielt worden sind.

Der zweite Faktor, welcher die allgemeine Anordnung einer Fabrikanlage regelt, ist

B) der innere Verkehr.

Wie die einzelnen Baulichkeiten zueinander gruppiert werden, das richtet sich, namentlich bei einer einheitlichen Produktion, nach den inneren Verkehrsbedürfnissen an sich und den Beziehungen zum äußeren Verkehr.

Die zu Wasser ankommenden Rohgüter, Kohle oder sonstige Rohstoffe, selbst Halbfabrikate, wie Träger und Walzeisen bei einer Eisenkonstruktionswerkstätte, müssen zunächst gelagert und für den Verbrauch in einer gewissen Ordnung aufgestapelt werden, da ja der äußere Verkehr das Lagergut nicht gleichmäßig zuführt, d. h. nicht in demselben Maße, wie es die Entnahme durch den Fabrikbetrieb erfordert. Dazu gehören also Lagerplätze, Lagerhäuser, Silos u. dergl. in sorgsam berechneter Größe. Gasanstalten und Elektrizitätswerke müssen über Kohlenvorräte verfügen, die für mehrere Monate ihren Bedarf in voller Unabhängigkeit vom äußeren Verkehr sichern. Erfolgt die Zufuhr vom Wasser aus, so drängt sich der Schiffsverkehr auf eine kurze Zeit zusammen, gewöhnlich in den Herbstmonaten. Die Vorräte müssen für die Zeit der Sperrung dieses äußeren Verkehrs ausreichen. Die Leistungsfähigkeit der Lösch- und Förderanlagen, bestehend in Uferkranen, Flach- oder Hochbahnen, Förderbechern und -bändern u. dergl. muß der zur Verfügung stehenden Zeit angemessen sein. Hiernach muß die stündliche oder Tagesleistung der Födereinrichtungen festgelegt und alle davon abhängigen technischen Einrichtungen bis zum Lager folgerichtig getroffen werden. Der wirtschaftliche Gesichtspunkt springt dabei scharf in den Vordergrund. Sobald es sich um einigermaßen ansehnliche Leistungen handelt, ist jeder Hand- und selbst Pferdetransport unwirtschaftlich.

An diesen Umschlag- und Lagerverkehr schließt sich der eigentliche innere Verkehr des Betriebes an. Anderseits schließt sich dieser an den äußeren Landverkehr für Güter und Personen, Eisenbahngleise, Straßen und Höfe an. Durch die nicht zu überbauenden Verkehrswege wird auch die Zuführung von Licht und Luft zugleich erreicht.

Ein gewichtiges Wort spricht die Feuersicherheit, d. h. die Rücksicht auf Feuerlöschverkehr, der eine ungetrennte Ausführung einzelner Baulichkeiten nicht zuläßt. Nur soweit der Betrieb es unumgänglich verlangen muß und eine andre Anordnung völlig ausgeschlossen erscheint, kann von dieser durch die Baupolizei wahrgenommenen Rücksicht bezüglich der Trennung der Gebäude an sich oder durch Brandmauern, deren Abstand gewöhnlich 40 m beträgt, Abstand genommen werden. Bequeme und leicht übersichtliche Zugänglichkeit der einzelnen Gebäude mit ihren Eingängen, Treppen und Aufzügen regelt den inneren Verkehr auf den Höfen. Für schwere Lastwagen müssen geeignete Wendeplätze bei schmalen und sparsam gebauten Straßen vorhanden sein oder besser die Wege so angelegt werden, daß sie nur in einer Richtung befahren werden. Vor allem sollte bei der Güte der Pflasterung nicht gespart und die Erfahrungen des modernen Straßenbaues nicht hintangesetzt werden. Steigungsverhältnisse und Pflasterung der Hauptzufahrtwege im Innern des Fabrikgrundstückes müssen mindestens so gut sein wie auf den Straßen, welche das Fuhrwerk draußen zu befahren hat, damit die Leistungsfähigkeit des Straßenfuhrwerkes innerhalb wie außerhalb des Fabrikhofes gleichmäßig zur Geltung kommt.

Die modernen Verkehrsmittel für die Zuführung der Massen, beispielsweise der Kohlen vom Lager zu den Kesseln und Oefen, sowie alle sonst bei der Teilung der Arbeiten notwendigen Förderanlagen, die Förderung zu den Arbeitstätten auf wagerechten, senkrechten oder schrägen Wegen, sind äußerst mannigfaltig. Dies ist jedoch ein Gegenstand, auf den ich hier im einzelnen nicht weiter eingehen will, da er weniger bautechnischer als maschinentechnischer Art ist und nicht in den engbegrenzten Rahmen meiner Aufgabe fällt. Uebrigens schmiegen sich auch die Wege für die verschiedenen mechanischen Förderarten in immer vollkommener Ausbildung und Leichtigkeit den Bedürfnissen des Betriebes an. Jedoch ist auf Einfachheit in der Gesamtanordnung einer wirtschaftlich guten Lösung für eine Fabrikanlage zu halten und zu beachten, daß keinerlei unnötige Wege, namentlich keine Rückwege, besonders auch nicht bei schweren Gütern, vorkommen. Es ist vorteilhaft, die senkrechten Wege möglichst zusammengefaßt zu bewältigen und die wagerechten wiederum für sich durch andre geeignete Mittel zurückzulegen. Behälter müssen zwischen die verschiedenen Fördermittel geschaltet werden, um das eine Förderungsgeschäft von dem andern unabhängig zu machen. Je kürzer der Weg, desto billiger die Förderung, desto geringer die Zeitversäumnisse, desto besser und wirtschaftlicher der Betrieb.

Ein wichtiger allgemeiner Gesichtspunkt bei der Anordnung der einzelnen Baulichkeiten in einer Fabrikanlage zueinander ist schließlich noch die Rücksicht auf die Erweiterungsfähigkeit ohne Betriebstörung, ohne Beseitigung kostspieliger Bauten. In der Rücksichtnahme auf alle diese bislang aufgeführten Umstände beim Entwerfen von Industrieanlagen muß der weitschauende Blick des erfahrenen Ingenieurs, und zwar des Betriebs- wie des Bauingenieurs, sich Geltung verschaffen, soll ein gutes und modernes Werk zustande kommen.

Fig. 1.
Grundriß des Erdmannshofes in Berlin.

Hof VI
a Gebrauchswasserleitung
b Fahrstuhl
Hof V
Maschine
Kessel
Hof III
Hof IV
Hof I
Hof II
Kottbuser Ufer
Kanal

Wie nun diese verkehrstechnischen Grundlagen in der Praxis berücksichtigt sind, möge an einer Reihe von Ausführungen erläutert und weiter entwickelt werden.

1) Ein städtisches Fabrikgrundstück mit Wohngebäuden an der Straße, welches mehreren einzelnen Werkstätten mit gemeinschaftlichem Kraft- und Lichtwerk mietweise Unterkunft bietet, zeigt Fig 1: der Erdmannshof in Berlin, von mir erbaut 1909. Wir ersehen daraus die Bebauung des Grundstückes, die Höfe und deren Verbindungen mit der Straße, die Lage der Durchfahrten, Treppen und Aufzüge. Derartige Industrieanlagen können nicht von vornherein einem ausgesprochenen Sonderzweck angepaßt werden. Hier ist besonders die Lage am Schiffahrtkanal von Interesse, welche die Möglichkeit bietet, den Wasserverkehr für die Betriebe auszunutzen und das Kraftwerk mit Wasserzu- und -ablauf zu versorgen.

2) Ein weiteres Beispiel ist der »Fabrikpalast« an der Warschauer Straße in Berlin, erbaut 1905 unter meiner Mitwirkung, Fig. 2 und 3. Da das Grundstück unmittelbar an die Gütergleise des Schlesischen Bahnhofes grenzt, war es möglich, mit Hülfe einer Drehscheibe den Eisenbahnverkehr in sämtliche Keller zu führen, ein seltener Ausnahmefall, der jedoch auf die Untergrundbahnen Chicagos hinweist, welche die Güter planmäßig den Kellern der Geschäfts- und Industriehäuser zuführen.

3) In Fig. 4 sehen wir eine normale Gleiszuführung mit einem besondern Stammgleis und je einer Weiche am äußersten Ende langgestreckter Fabrikgrundstücke. Die Verteilung

Fig. 2 und 3.

»Fabrikpalast« Warschauer Straße in Berlin.

Maßstab 1 : 1500.

Grundriß.

Fig. 4.

Normale Gleiszuführung für Fabrikgrundstücke an der Germaniastraße in Berlin-Tempelhof.

Maßstab 1 : 1500.

der Wagen auf derartigen Grundstücken ist nur durch Drehscheiben möglich. Für jedes Grundstück ist selbständiger Gleisanschluß zu fordern.

4) In Fig. 5 ist die unter meiner Mitwirkung umgestaltete Gleisanlage der AEG in der Brunnenstraße in Berlin vorgeführt, um die Schwierigkeiten zu zeigen, welche die Vermeidung von Drehscheiben bietet. Diese Anlage kann die Leistungsfähigkeit des Verkehrs auf 40 Wagen am Tage bringen. Solche Gleisanlage erfordert innerhalb des Weichbildes einer Großstadt erhebliche Opfer. Es ist dieses Beispiel wohl als ein Grenzfall für eine ausgedehnte Industriestätte inmitten der Großstadt anzusehen. Einer weiteren Steigerung ist die Anlage nicht gewachsen. Derartige Umstände drängen die Industrie in die Umgebung der Großstädte.

5) Alle Verkehrsfragen lassen sich recht anschaulich an der Anordnung der Werkstätten von Steffens & Nölle A.-G. in Tempelhof bei Berlin erläutern, Fig. 6. An der Verbreiterung des tief eingeschnittenen Teltow-Kanales werden die Walzprodukte durch zwei feste Drehkrane aus den Kähnen entladen und durch fahrbare Drehkrane nach vorheriger Wägung auf dem

Fig. 5.

Gleisanlagen in dem Werk Brunnenstraße-Berlin der AEG.

Lagerplatz verteilt; auch kann ein drehscheibenfreier Eisenbahnanschluß das Eisen dem Entladekran zuführen. Hier wird es nach Profilen und Längen aufgestapelt, außerdem auch zum Lagerschuppen *i* verbracht, der in ganzer Länge Eisenbahnanschluß hat. Auf der andern Seite des Schuppens wird das Straßenfuhrwerk unter ausgekragten Schutzdächern beladen. Am Kopf dieser Halle befindet sich die Ausgabe für Stabeisen und Träger, darüber das technische Bureau. Daran reiht sich die eigentliche dreischiffige Konstruktionshalle *g*, an deren Kopf befinden sich Niet- und Schraubenlager sowie Waschräume für die Arbeiter, Betriebsbureau, Unfallstation, im ersten und zweiten Stock technische Bureaus, am entgegengesetzten Ende die Schmiede *h* und schließlich die überdachte Zulage. Hinten liegt in der Breitenrichtung eine offene Halle für die Bearbeitung einfacher Hochbaukonstruktionen. Der Vorderhof an der Straße, an welchen die Bureaus in den Kopfbauten und das Zentralbureau grenzen, enthält noch Automobilschuppen und Pferdestall, sowie bei *l* eine Kantine.

6) Die von mir entworfene und unter meiner Leitung 1902 erbaute Gasanstalt Neukölln, Fig. 7, zeigt die strenge Anordnung des äußeren und inneren Verkehrs in Verbindung mit der Erweiterungsmöglichkeit. Auf der einen Schmalseite des langgestreckten Grundstückes liegt der Kanal, auf welchem die Kohle zugeführt wird, während das andre Ende des Grundstückes näher an die Stadt grenzt, wo sich auch die Gasbehälter befinden, wo also das Gas die Fabrik naturgemäß zu verlassen hat. Dadurch entsteht die ungezwungene und folgerichtige An-

Fig. 6.

Werkstätten von Steffens & Nölle A.-G. in Berlin-Tempelhof.

a Hauptbureau
b Halle für Schloßerei und Kleinkonstruktion
c Montagehalle für Maschinenbau
d Rüstzeughalle
e Montagehalle für die Zulage
f Speicher
g Montagehalle für Eisenkonstruktion
h Schmiede
i Lagerschuppen für Blech und Stabeisen
k Schuppen für Stabeisen
l Kantine

Fig. 7.

Lageplan der städtischen Gasanstalt zu Neukölln.

Maßstab 1 : 4000.

a Ufergerüst
b Kohlenbahn
c Querförderband
d Ofenhaus
e Brouwer-Rinne
f Elevator
g Arbeiterhaus
h Koksschüttgerüst
i Koksbehälter
k Gebäude für Apparate
l „ „ Kühler u. Wäscher
m Reinigerhalle
n Uhrenhaus
o Zisternen
p Kesselhaus
q Behälterturm
r Ammoniakfabrik
s Werkstätten
t Verwaltungsgebäude
u Wagehaus
v Beamtenwohnhaus

Fig. 8.

Lageplan der englischen Gasanstalt zu Mariendorf.

Maßstab 1 : 7500.

a Kohlenlager
b Ofenhäuser
c Kokelager
d Apparate
e Teer- und Ammoniakzisternen
f Behälterturm
g Werkstätten
h Gasmesser und Druckregler
i Wohnhaus
k Reinigerhäuser
l Gasbehälter
m Pförtner

ordnung, bei welcher sich das Kohlenlager mit den Kohlenschuppen, die Ofenhäuser mit der Gaserzeugung, die Nebenbetriebe, als Koksaufbereitung, Lager- und Koksverkauf, sowie die Teerzisternen, schließlich die Reinigungsapparate, Gasmesser usw. aneinander reihen. Durch Zerlegung des langgestreckten Grundstückes in vier parallele Streifen ist mit der ersten Bebauung in einem Viertel der Gesamtgröße (= 35000 cbm Gaserzeugung) begonnen. Nur an einer Stelle, zwischen Koksplatz und Reinigungsapparaten, schiebt sich eine kurze Querachse für den Straßenverkehr zum Kokslagerplatz ein; dort liegt auch der Hauptzugang zu den Verwaltungsanlagen an der Parallel-Straße mit einem Behälterturm, Pumpen und Kesselanlagen, sowie einer Ammoniakfabrik. Das erste und das zweite Viertel sind streng nach diesem Programm erbaut. Der Vorteil dieser Anordnung liegt noch darin, daß im einzelnen, den Fortschritten der Produktionstechnik folgend, Abweichungen in den Anlagen bei der Erweiterung ohne weiteres zulässig sind.

Fig. 9.

Lageplan des Elektrizitätswerkes Straßburg i. E.

7) Das Gaswerk der Imperial Continental Gas Association in Mariendorf bei Berlin, Fig. 8, zeigt eine erheblich größere Anlage mit ähnlicher Anordnung in Verbindung mit Eisenbahnanlagen.

8) Das von mir 1908 erbaute neue Elektrizitätswerk Straßburg, Fig. 9, zeigt, wie unter Anschmiegung an das alte Werk vom alten Kohlenlager an der Ill aus die Kesselhausbunker des neuen Werkes durch eine die Eisenbahngleise überbrückende Förderanlage beschickt werden. Die Brücke bilden Kragträger mit eingehängtem Schwebeträger, welche die Linienführung der Hängebahn umschließen.

Fig. 10.

Lageplan von Oberschöneweide bei Berlin.

widerspiegelt. Wir sehen hier die Wichtigkeit dieser Interessen für die Lage eines Industrieortes durch die Erfahrung bestätigt.

Der dem Berliner Stadt- und Fernverkehr dienende Bahnhof bildet mit seiner engen Zugfolge die erste Lebensbedingung, da hierdurch die Annehmlichkeiten und Einrichtungen der Großstadt zur Geltung kommen, einerseits zu Erziehungszwecken für die heranwachsende Jugend, sowie für die Arbeiter selbst, welche anderseits auch von dem Genuß der Großstadt nicht ausgeschlossen sein wollen. Für die Fabriken ist der Markt verfügbarer Arbeitskräfte durch die Nähe des Ostens Berlins gesichert.

Dort, wo einzelne Ansiedelungen den Anfang zur Entwicklung größerer Ortschaften gegeben haben, entstehen Industrieplätze, Siedelungen, wie Oberschöneweide bei Berlin, Reißholz bei Düsseldorf, Industriestätten, wie sie sich bei Mannheim, Straßburg, Frankfurt, Lübeck, Bremen und an vielen andern Plätzen in den letzten Jahrzehnten in unmittelbarer Verbindung mit großen Hafenbauten entwickelt haben.

9) Oberschöneweide bei Berlin ist von 300 Einwohnern im Jahre 1897 in fast amerikanischer Weise auf 25000 Einwohner angewachsen und hat sich zu einem Industrieplatz entwickelt, Fig. 10, der alle Verkehrs- und sonstigen Verhältnisse und Lebensbedingungen in lehrreicher Weise widerspiegelt.

Zum engeren Anschluß des Bahnverkehrs an den durch die Spree davon getrennten Ort war die Erbauung dreier Brücken nötig, und zwar

des Kaisersteges 1897
43 + 86 + 43 m lang (3 m breit),
der Treskowbrücke 1903/4
37,5 + 78 + 37,5 m lang (14,5 m breit),
der Stubenrauchbrücke 1908
20 + 60 + 20 m lang (14,9 m breit),[1])

[1]) s. des Verfassers »Eiserne Brücken« 1911, Verlag Deutsche Bauzeitung G. m. b. H., S. 197, S. 296 bis 301; ferner Z. 1905 S. 1141; 1908 S. 1942.

letztere mit zwei Gütergleisen, die zugleich auch von der Straßenbahn benutzt werden. In der Hauptstraße, welche in 150 bis 500 m Abstand dem Laufe der Spree folgt, liegen diese Gleise in besonderem Bahnkörper. Zwischen Straße und Fluß liegen die Fabriken, landeinwärts alle zur selbständigen Entwicklung des Ortes erforderlichen Wohnviertel mit Schulen, Kirchen, Gemeindeverwaltung und dergl.

10) Die größte und älteste Anlage von Oberschöneweide ist das Kabelwerk Oberspree der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft, s. Fig 11, welche 1911 90000 t empfing, von denen auf dem Wasserwege 82000 t eingingen, und 80000 t Fabrikate absandte, davon 6400 t mit Schiff. Der Lageplan zeigt die Anordnung der Gebäude und deren Lage zu den Gleisen und zum Ufer. Durch die Pfeilrichtungen ist der innere Verkehr angedeutet.

11) Das Gleiche gilt auch von der benachbarten Deutschen Niles-Werkzeugmaschinenfabrik, bei welcher die Rohstoffe, wie Eisen, Formsand usw., auf dem Wasserwege herangeschafft werden, zunächst in die Gießerei kommen, von dort durch die Fabrik wandern und schließlich als fertige Erzeugnisse an der entgegengesetzten Seite auf dem Bahnwege abgeführt werden.

Ein noch entwicklungsfähiges Industriegebiet findet sich in Düsseldorf-Reißholz. Der Verkehr auf der Privatanschlußbahn setzte 1899 mit 1800 Wagen ein und betrug 1911 90736 Wagen. Auf der Werftanlage dieses Industrieplatzes ist der Verkehr an ein- und ausgeladenen Gütern von 1901 mit 50500 t nach zehn Jahren auf 516430 t gestiegen. Staatsbahnhof und Industriebahn sowie alle Privatanschlüsse sind durch die Terraingesellschaft geschaffen, welche auch den Betrieb mit eigenen Lokomotiven durchführt, ebenso die Rheinwerft von 1 km Länge mit Gleisen und Krananlagen betreibt. Zwischen Bahnhof und Werft sind Straßen angelegt; Baustellen für Villenviertel, Beamtenwohnhäuser, Geschäftshäuser und vor allem Arbeiterwohnhäuser in geschlossener und offener Bauweise, sowie Schulhäuser, Kirchen, Postgebäude sind vorhanden.

Fig. 11.

Lageplan des Kabelwerkes Oberspree der AEG in Oberschöneweide.

Weitere Beispiele und Anordnungen, welche ausschließlich den inneren Verkehr betreffen und dem Aufbau der einzelnen Gebäude die gestaltenden Bedingungen geben, werde ich in dem nun folgenden zweiten Abschnitt: bautechnische Grundlagen der Fabrikbauwerke, noch vorführen.

(Fortsetzung folgt.)

Maschinelle Aufbereitung des Formsandes in Gießereien.[1]

Von Oberingenieur **Eduard Müller** in Cannstatt.

In allen Gießereien spielen die Ausgaben für den Formsand eine große Rolle. Die Rohstoffe, ihre Beförderung und Aufbereitung sind kostspielig; von der Art der verwendeten Sandsorten und der mehr oder weniger sorgfältigen Aufbereitung hängt zum Teil die Güte der hergestellten Gußwaren ab. Ein gut aussehender, glatter Guß befriedigt den Abnehmer nicht nur durch sein Aeußeres, sondern bietet auch Vorteile durch genaueres Einhalten der Abmessungen. Ferner ergeben sich Ersparnisse an Gußputzerlöhnen und Verminderungen der Ausschußziffer sowie weniger Verlust durch Abbrand. Aus diesen Gründen wird der Aufbereitung des Formsandes neuerdings größere Aufmerksamkeit geschenkt als früher, zumal dort, wo täglich große Mengen in stets gleichmäßiger Zusammensetzung gebraucht werden.

Die Anforderungen, die an den Formsand gestellt werden, sind: Bildsamkeit, Durchlässigkeit für Gase und Unverbrennlichkeit. Der beste Rohstoff für den vorliegenden Zweck ist Quarzsand mit Tongehalt. Der Ton ergibt die Bildsamkeit, der Quarz die Unverbrennlichkeit; Sand mit großem Tongehalt ist fett, mit großem Quarzgehalt mager. In der Regel wird eine in der Nähe der Gießerei vorkommende Sandsorte verwendet, die mit auswärtigen Sorten derart vermischt wird, daß sich die erforderlichen Eigenschaften im fertigen Sand ergeben.

Eine innige Vermischung ist jedoch erst dann möglich, wenn der Sand gemahlen, d. h. in seine Bestandteile von kleinster Korngröße zerlegt worden ist, und zwar kann er nur in trocknem Zustande gemahlen werden. Hieraus ergeben sich die erforderlichen Arbeitsvorgänge vor dem Mischen. Durch das Gießen erleidet der aufbereitete Sand Veränderungen, die ihm nachteilig sind. Ein Teil wird verbrannt, ferner wird der Sand durch Eisenstücke, Koks und andre Fremdkörper verunreinigt und muß daher nach jeder Verwendung wieder frisch aufbereitet werden. Die vorzunehmenden Arbeitsvorgänge bestehen aus der Entfernung von Fremdkörpern und verbrannten Teilen. Bei Verwendung guter Rohstoffe wird dem gebrauchten Sand jeweils nur soviel frischer Sand beigemischt, wie notwendig ist, um den ausgeschiedenen Teil zu ersetzen. Man unterscheidet demnach eine Aufbereitung von frischem und von gebrauchtem Sand.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 50 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Ferner seien für die verschiedenen Sandarten folgende Bezeichnungen gewählt:

Frischer Sand	Gebrauchter Sand
von der Grube: Rohsand,	vom Formkasten: Schwarzsand,
fertig aufbereitet (gemahlen und gesiebt): Neusand,	fertig aufbereitet (von Fremdkörpern befreit und gesiebt): Altsand,
Rest: Abfall.	Rest: Abfall.

Der Formsand besteht aus einer Mischung von Altsand, Neusand, Steinkohlenstaub und Wasser. Das Verhältnis der einzelnen Bestandteile ist bei Formsand für Grauguß, Temperguß, Stahlguß, Metall- und Bronzeguß, Aluminiumguß usw. verschieden, es hängt außerdem noch von der Größe und Form des Stückes ab. Daher sind in großen Gießereien, die sich mit der Herstellung sehr verschiedener Erzeugnisse beschäftigen, verschiedene Formsandsorten nötig, die aus untereinander verschiedenen Rohsanden hergestellt werden. Häufig werden auch verschiedene Neusandsorten je nach den Erfordernissen des Betriebes gemischt; vielfach gibt der Former selbst dem Formsand die endgültige Mischung.

Neuerdings geht das Bestreben dahin, die Anzahl der hergestellten Formsandsorten zu vermindern, keinesfalls aber dem Former noch irgend eine Arbeit dabei zu überlassen.

Die früher allgemein übliche Art der Aufbereitung durch einzelne Maschinen, die mit der Hand beschickt werden müssen, wird bei größeren Gießereien mehr und mehr verlassen und dafür die maschinelle Aufbereitung eingeführt. Sowie es sich um die Verarbeitung größerer Formsandmengen handelt, spielen die örtlichen Verhältnisse der Anfuhr und Abfuhr eine große Rolle, wie überhaupt die Beförderungsverhältnisse häufig ausschlaggebend für die gesamte Anordnung einer Aufbereitungsanlage sind.

Aus diesen Gründen ist es kaum möglich, eine Universalmaschine zu bauen, die sich für alle Verhältnisse eignet, vielmehr ist unter Berücksichtigung der gesamten Beförderungsverhältnisse und sonstigen Anforderungen des Betriebes jede größere Formsand-Aufbereitanlage so zu entwerfen, daß folgende Bedingungen nach Möglichkeit erfüllt sind:

1) Die Handarbeit ist tunlichst zu beschränken.

2) Die Maschinen sind, soweit möglich, als Fördervorrichtungen auszubilden, oder so übereinander anzuordnen, daß das Gut im Laufe der Aufbereitung nicht mehr gehoben zu werden braucht.

3) Die verschiedenen erprobten Formsandmischungen müssen jederzeit auch rasch und zuverlässig wieder hergestellt werden können.

4) Die Aufbereitung von Altsand, Neusand und Formsand muß getrennt sein, damit der Arbeitsgang den Betriebsverhältnissen angepaßt werden kann.

5) Durch Einschalten von genügend großen Behältern für Altsand, Neusand und Formsand ist die Zeit der Aufbereitung auf wenige Stunden am Tage zu vermindern, damit bei der großen Abnutzung infolge des schmirgelnden Sandstaubes eine normale Lebensdauer der Anlage gewährleistet werden kann und der Kraftbedarf vermindert wird. Denn es ist wirtschaftlicher, die Maschinen und Fördermittel auf kurze Zeit voll zu beanspruchen.

6) Der hergestellte Formsand muß stets von gleichmäßiger Beschaffenheit und hervorragender Güte sein.

7) Die Anlage ist möglichst übersichtlich zu gestalten; der Abnutzung vornehmlich ausgesetzte Teile müssen aus besonders widerstandsfähigen Stoffen hergestellt und leicht auswechselbar sein.

8) Die Anlage soll sich in den wichtigsten Teilen für Grauguß, Temperpuß, Stahlguß und auch für Metallguß usw. gleich gut eignen.

Nachstehend werden einzelne Maschinen und Einrichtungen sowie ganze Anlagen mit eingeschalteten Fördermitteln geschildert, die den angeführten Bedingungen tunlichst zu entsprechen suchen. Sie werden von A. Stotz, Maschinenfabrik und Eisengießerei in Stuttgart, gebaut und sind der Firma durch mehrere Patente geschützt.

Fig. 1 bis 3.
Sanddarre mit Halbgas-Schüttfeuerung.
Maßstab 1 : 125.

Aufbereitung von Neusand.

Der grubenfeuchte Sand muß überall da, wo er nicht schon durch Lagern in geschützten oder geheizten Räumen von seiner Feuchtigkeit befreit wird, getrocknet werden. Der Feuchtigkeitsgehalt ist meist beträchtlich. Während trockner Sand ein spezifisches Gewicht von 1,2 bis 1,4 hat, beträgt das des nassen Sandes bis 2,0, d. h. 1 cdm Sand enthält bis zu 0,8 ltr und 1 cbm bis 800 ltr Wasser.

Praktische Versuche haben ergeben, daß bei 24 stündigem Dauerbetrieb, wobei der Einfluß des Anheizens nahezu ausgeschaltet ist, zum Trocknen von 1 cbm Sand von mittlerem Feuchtigkeitsgehalt und bei mittleren Temperaturverhältnissen nötig sind:

bei Trockendarren mit Gußplattenabdeckung . . .	30 bis 50 kg Koks
bei liegenden nicht unter 7 m langen Drehöfen (Gleichstromheizung) . .	75 » 100 » »
bei stehenden Drehöfen (Gegenstromheizung) . .	50 » 75 » »

Trockeneinrichtungen.

Als solche kommen in Betracht: Trockendarren, liegende und stehende Drehöfen.

Trockendarren. Die Darre stellt die einfachste und betriebsicherste Trockenvorrichtung dar, hat jedoch den Nachteil, daß das Beschicken, das Abnehmen des fertig getrockneten Sandes und auch das von Zeit zu Zeit erforderliche Umwenden mit der Hand besorgt werden muß. Fig. 1 bis 3 zeigen die Einrichtung einer mit Halbgas-Schüttfeuerung ausgerüsteten Darre. Der feuchte Sand wird auf den Gußplatten ausgebreitet, die wegen des unvermeidlichen Werfens der Breite nach geteilt sind, damit man nicht zu große Platten erhält. Die Platten werden gegen die Heizgase durch einen Spalt, der sich mit Sand zusetzt, abgedichtet. Die Schüttfeuerung faßt Brennstoff für längere Zeit, wodurch die Bedienung vereinfacht wird.

Fig. 4.
Trockenplatte mit vergrößerter Heizfläche.

Die Platten können auch mit bedeutend vergrößerter Oberfläche ausgeführt werden, indem man ihnen einen Quer-

schnitt nach Fig. 4 gibt. Das Umwenden ist dabei etwas schwieriger und wird mit einer dem Querschnitt angepaßten Schaufel besorgt. Die Haltbarkeit der Abdeckplatten ist beschränkt; da sie im Laufe der Zeit durchbrennen, sie werden daher zweckmäßig in der eigenen Gießerei hergestellt.

Liegender Drehofen mit Gleichstromheizung.

Die in andern Industrien verbreitete Trockentrommel eignet sich auch zum Trocknen von Sand und wird insbesondere dann mit Vorteil verwendet, wenn der Rohsand vom Wagen aus in Räumlichkeiten unterhalb der Straße befördert werden soll. Die Bauart des Ofens geht aus Fig. 5 bis 7 hervor. Der Sand wird mit der Schaufel in den Trichter geworfen und gelangt von hier aus in die Trommel mit schaufelartigen Mitnehmern, die ihn beim Drehen langsam an das Austrittende befördern. Jede Schaufel faßt etwas Sand, hebt ihn hoch und läßt ihn erst in gewisser Höhe schleierförmig fallen, wodurch eine innige Berührung mit den Heizgasen erzielt wird. Da der feuchteste Sand mit den heißesten Gasen zusammentrifft, werden diese sehr rasch mit Feuchtigkeit gesättigt. Um die Kondensation zu verhindern, ist es daher notwendig, einen Ventilator anzuordnen, der die Gase durch die Trommel treibt. Außerdem muß die Temperatur am Trommelende noch genügend hoch sein. Die Gase umspülen vor dem Abziehen noch einen Teil der Trommel von außen. Ferner belegt man häufig die Decke des Ofens mit Gußplatten, um sehr feuchten Sand vortrocknen zu können. In diesem Fall ist die Mauer oben nur schwach, oder die Abdeckung besteht lediglich aus Gußplatten.

Fig. 5 bis 7. Liegender Drehofen.

Maßstab 1 : 125.

Längsschnitt.

Fig. 8 und 9.

Stehender Drehofen.

Die Halbgas-Schüttfeuerung hat bei geringem Verbrauch an Brennstoffen den Vorteil leichter Bedienung. Von ausschlaggebender Bedeutung ist die Länge des Ofens. Die in Fig. 5 bis 7 dargestellte Trommel hat 1,2 m Dmr. bei 7 m Länge und trocknet im Dauerbetrieb 1 cbm/st Sand. Die Antriebteile sind vor dem Einfluß der Heizgase möglichst geschützt, die Trommel ist, damit sie nicht vorzeitig durchbrennt, aus starkem Kesselblech angefertigt. Die Mauersteine und die Feuerungsteile sind entsprechend den auftretenden Beanspruchungen ausgewählt.

Stehende Drehöfen mit Gegenstromheizung, Fig. 8 und 9. Der Rohsand wird in ein Becherwerk aufgegeben, hochgehoben und in den Ofen geschüttet. In diesem fällt er durch eine Reihe von Tellern stufenweise nach unten, wo er getrocknet austritt. Die Heizgase treten unten ein, ziehen dem Sande entgegen und trocknen ihn langsam und sehr gründlich. Die Umlaufzahl und damit auch die Durchgangzeit des Sandes sind veränderlich. Der Kohlenverbrauch ist sehr günstig; doch ist in Betracht zu ziehen, daß der Sand in den Ofen gehoben werden muß, was den andern Bauarten gegenüber einen Kraftverlust bedeutet. Die Höhe des dargestellten Ofens beträgt 6 m, der Durchmesser 1,5 m, die Leistung im Dauerbetrieb 1 cbm/st. Für stark backenden Sand eignet sich der stehende Ofen nicht; auch kann der Sand nicht vorgetrocknet werden. Für die Feuerung und den Antrieb gilt das bei dem liegenden Ofen Gesagte.

Der Kollergang, s. Fig. 10, hat zwei in Schleppkurbeln gelagerte Läufer, die sich auf einer mit auswechselbaren Platten versehenen Laufbahn abwälzen. Ein Schöpfrad nimmt fortwährend Sand von der Schale auf und läßt ihn auf ein kegelförmiges Sieb mit Rüttelwerk fallen. Das feine Gut fällt hindurch, während das gröbere in die Schale zurückgelangt und von neuem gekollert wird. Eine Einrichtung am Schöpfrade verhindert, daß grobe Knollen, Steine usw. auf das kegelige Sieb geworfen werden. Dieses wird daher sehr geschont und vor frühzeitigem Verschleiß bewahrt. Eine Blechverschalung schließt die arbeitenden Teile des Mahlwerkes nach außen völlig ab. Beschickt wird es beim Handbetrieb durch einen an der Schautür befestigten Trichter. Bei maschinellen Anlagen wird der Sand meist

Fig. 10.

Kollergang (Verschalung abgenommen).

durch den oberen Teil der Verschalung eingeführt. Die Becher des Schöpfrades sind leicht auswechselbar und können je nach der Abnutzung eingestellt werden.

Aufbereitung von Altsand.

Eisenabscheider. Die im Altsand enthaltenen Eisenstücke werden durch einen Magnet ausgeschieden. Während

Fig. 11.

Magnetischer Eisenabscheider der Magnetwerke Eisenach.

Maßstab 1 : 25.

früher Handmagnete und ähnliche Einrichtungen gebräuchlich waren, wird neuerdings die durch Gleichstrom erregte Magnettrommel, Fig. 11, ziemlich allgemein verwendet.

Der Sand wird gleichmäßig auf eine Trommel mit einem feststehenden magnetischen Kern, dessen Lage verstellbar ist, geführt. Die unmagnetischen Teile fallen beim Drehen

Fig. 12.

Flächenmagnet der Magnetwerke Eisenach.

der Trommel vorn ab, während die magnetischen durch den Kern festgehalten werden und erst später dort abfallen, wo der Magnetismus zu wirken aufhört.

Meist wird der Magnetscheider mit einer Schüttelrinne zur gleichmäßigen Beschickung der Trommel versehen und mit einem Blechgehäuse umgeben. Zum Erregen dient nur Gleichstrom, der früher durch Schleifringe, neuerdings meist durch feststehenden Leitungsanschluß zugeführt wird. Bei Sandaufbereitungen für Metallgießereien handelt es sich nur darum, die in geringen Mengen durch Zufall oder Unachtsamkeit in den Schwarzsand gelangten Eisenteile auszuscheiden; es genügt demnach ein Scheider von wesentlich geringerer Leistung. Eine einfache Anordnung bildet für diesen Fall ein Flächenmagnet, Fig. 12, an dem der aufgegebene Schwarzsand bei der Aufgabe vorbeigeht. Die Eisenteile bleiben an den Platten hängen und werden von Zeit zu Zeit mit der Hand abgestreift oder durch Unterbrechen des Stromes entfernt.

Die Siebmaschine hat den Schwarzsand von allen ungeeigneten Beimengungen und von den aus verbranntem Sand bestehenden Knollen zu reinigen.

Je nach der Leistung und Gesamtanordnung werden Schüttelsiebe, zylindrisch geneigte Siebtrommeln, kegelförmige Siebtrommeln oder sogenannte Polygonsiebe verwendet. Eine Siebmaschine, die infolge Anordnung einer kegelförmigen Siebtrommel in Verbindung mit Schüttelsieben eine sehr sorgfältige Sortierung ermöglicht, ist in Fig. 13 dargestellt.

Der Sand gelangt zunächst in die kegelförmige Siebtrommel, welche die gröbsten Teile ausscheidet und dadurch die Schüttelsiebe entlastet und schont. Der feinere Sand gelangt auf zwei Schüttelsiebe, die durch eine Welle mit

Fig. 13.

Siebmaschine (hintere Verschalung abgenommen).

zwei um 180° versetzten Kurbeln angetrieben werden. Der Abfall der Siebtrommel fällt in eine Schüttelrinne, der Abfall der Schüttelsiebe in einen gemeinsamen Raum. Der fertige Sand gelangt in einen unter der Siebmaschine im Gestell eingebauten Behälter.

Die Siebtrommel ist mit einem leicht auswechselbaren Geflecht bespannt. Die Schüttelsiebe sind in die Schüttelrahmen eingelegt und können rasch daraus entfernt werden. Infolgedessen ist es möglich, auf einer einzigen Siebmaschine durch Auswechseln der Siebe Altsand von verschiedener Korngröße herzustellen.

Aufbereitung von Formsand. Die trocknen Stoffe werden im Mischkasten, Fig. 14 (Antriebteile ohne Behälter) gemengt. Der Mischkasten besteht aus verschiedenen Behältern, worin die für sich aufbereiteten Stoffe, wie Altsand, Neusand und Kohlenstaub, lagern. Je nach der gewünschten Zusammensetzung des Formsandes oder nach der Anzahl der verschiedenen Formsandsorten richten sich Zahl und Größe der Behälter. Jeder Behälter ist unten mit Oeffnungen versehen, die je in Abzugschnecken münden. Diese haben voneinander unabhängige Umlaufzahlen und sind auch in der Leistung weitgehend regelbar, so daß leicht und rasch fast jedes beliebige Mischungsverhältnis hergestellt werden

Fig. 14. Maschineller Teil des Mischkastens.

kann. Sämtliche Abzugschnecken münden in eine gemeinsame Sammelschnecke, die das Gut während des Beförderns gleichzeitig innig mischt. Eine Tafel enthält die ermittelten Stellungen der Schneckenantriebe für die verschiedenen Formsandsorten.

Der Mischkasten ermöglicht auch, neue Rohsandorten gründlich zu erproben. Häufig sind solche Sorten, die sich nicht ohne weiteres für die Aufbereitung zu eignen scheinen, in der Nähe der Gießerei verhältnismäßig billig zu erhalten. In den meisten Fällen kann man bei sorgfältiger Aufbereitung und geeigneter Mischung auch minderwertige Rohsandsorten nutzbringend verwerten. Die Einhaltung des Mischungsverhältnisses ist allerdings die erste Bedingung hierfür, so daß dieses nicht der Willkür des Arbeiters überlassen werden darf, sondern ein- für allemal nach erfolgtem Ausprobieren festgelegt werden muß.

Fig. 15.

Einlauf zur Anfeucht- und Mischtrommel.

a Zuführschnecke | c Wasserleitung | e Schlauch
b Streudüse | d Siebtopf | f Mischtrommel

Der ganzen Sachlage nach können die einzelnen Bestandteile des Formsandes nur in trocknem Zustande gut miteinander gemischt werden, da sie selbst nur in sehr feinkörnigem Zustande eine gleichmäßige Zusammensetzung zeigen. Je inniger aber die Mischung ist, desto gleichmäßiger fällt der Formsand aus.

Ebenso wichtig ist eine gleichmäßige Anfeuchtung. Diese besorgt die Anfeucht- und Mischtrommel, Fig. 15 und 16, sehr vorteilhaft. Der Einlauf, Fig. 15, läßt das Sandgemisch in gleichmäßigem Strahl in die Trommel fallen. Während des Fallens wird es mittels einer Streudüse, die das Wasser staubförmig und gleichmäßig austreten läßt, angefeuchtet. Der angefeuchtete Sand wird durch die Drehung der geneigt liegenden Trommel langsam und unter fortwährender Mischung an das Auslaufende geführt, von dem aus in der Regel die Schleudermühle beschickt wird. Damit die Anfeuchtung gleichmäßig bleibt, ist die Zufuhr zum Einlauf ebenfalls gleichmäßig zu erhalten. Die Wassermenge kann in geringem Grade durch Drosseln mit dem Absperrventil geregelt werden; bei größeren Unterschieden ist das Einsetzen von Düsen mit verschiedener Leistung erforderlich.

Da der Sand während des Anfeuchtens frei in die Trommel fällt, wird jedes Drücken und Kneten vermieden. Dies ist deshalb von Wichtigkeit, weil die einzelnen Bestandteile des Gemisches (Altsand zusammengesetzt aus Sand, Kohle und Wasser; Neusand aus Ton, Quarz und Steinkohlenstaub) die Feuchtigkeit sehr ungleich aufnehmen. Jedes gewaltsame Kneten verursacht Entmischung des Sandes und Knollenbildung, die der gleichmäßigen Beschaffenheit des Formsandes hinderlich sind.

Die letzte Vollendung erfährt das angefeuchtete Sandgemisch in der Schleudermühle, Fig. 17 und 18. Von den mancherlei Bauarten dieser Maschine hat die dargestellte jedenfalls den Vorteil innigster Mischung und Durchlüftung, weil zwei in entgegengesetzter Richtung umlaufende Schleuderkörbe mit je 2 Stiftreihen angeordnet sind. Die Lager können als Ringschmierlager mit mehrteiligen Schalen aus Phosphorbronze oder als Kugellager ausgebildet sein. Hoher Wert ist auf das Material der Stifte gelegt, die entweder aus achtkantigem Bohrstahl oder aus sogenanntem Verbundstahl bestehen, der innen weich und außen auf mehrere Millimeter Tiefe gehärtet ist. Bei rauhen Sandsorten ist der Verbundstahl vorzuziehen, weil er die größere Lebensdauer hat.

Fig. 16.

Anfeucht- und Mischanlage.

Fördermittel in Sandaufbereitungsanlagen.

Die Anforderungen, die an die Fördermittel gestellt werden, sind sehr hoch, da nur wenige Stoffe eine gleich große Abnutzung hervorrufen wie Sand in irgend einer Form. Es ist daher notwendig, die Abmessungen und Umlaufzahlen diesen Verhältnissen anzupassen und den für jeden Fall am besten geeigneten Baustoff zu verwenden.

Fig. 17 und 18.

Schleudermühle von 1000 mm Dmr. des Schleuderkorbes.

Maßstab 1 : 50.

Fördermittel zur Anfuhr des Rohsandes und zur Abfuhr des Formsandes innerhalb der Gießerei.

Der allgemein bekannte Muldenkipper wird in Gießereien häufig zu allen möglichen Förderzwecken benutzt. Er wird mit Fassungen von 1/3 bis 1 cbm bei Spurweiten von

Fig. 19 und 20.

Hängebahnwagen für flüssiges Eisen.

Maßstab 1 : 40.

0,5 und 0,6 m ausgeführt. Je nach den örtlichen Verhältnissen wird er als Seiten-, Vorder- oder Rundkipper gebaut.

Häufig wirken Bodengleise in Gießereien störend. In diesem Fall ist die Hängebahn am Platze, deren Mulden außer zum Befördern von Sand auch zur Abfuhr von kleinen Gußwaren, zur Anfuhr von Sand, Koks, Masseln usw. verwendet werden können. Für kleinere Wagen ohne und mit Niederlaßvorrichtung genügen die leichten I-förmigen Hängebahnschienen. Für größere Lasten von 800 bis 1000 kg, die bisweilen durch Klappen in den Wagen abgelassen werden, sowie für Hängebahnen, auf denen auch flüssiges Eisen befördert wird, ist ein vierrädriges Laufwerk mit Kugellagern auf I-Schienen erforderlich. Die Figuren 19 und 20 zeigen einen Hängebahnwagen für flüssiges Eisen von 1 t Gewicht. Je nach dem Verwendungszweck sind die Wagengehänge verschieden ausgebildet.

Für flüssiges Eisen ist die Beförderung auch sehr kleiner Mengen durch Hängebahnen zweckmäßig und gebräuchlich, wie z. B. für einen Tiegel von 7 ltr Inhalt, der durch ein Laufwerk für 250 kg befördert wird.

Fördermittel zur Verbindung der einzelnen Aufbereitvorrichtungen untereinander u. a. m.

Senkrechte Förderung. Hierfür kommt in erster Linie das Becherwerk in Betracht. In der Regel sind die Becher an einer Kette, seltener an einem Gurt befestigt. Entsprechend dem Arbeiten in schmirgelndem Sand und Staub müssen die Laufflächen der Kette reichlich gewählt sein.

Für senkrechte und wagerechte Förderung eignet sich das Schaukelbecherwerk (Conveyor) vorzüglich. Es kann bei Anordnung entsprechender Behälter zur Anfuhr des Rohsandes und Schwarzsandes sowie zur Abfuhr des Formsandes verwendet werden, s. Fig. 21.

Für wagerechte Förderung eignen sich je nach den Verhältnissen und dem zu fördernden Gut verschiedene Einrichtungen.

Rohsand. Falls dieser harte Steine und sonstige Fremdkörper enthält, ist die Schüttelrinne das betriebsicherste und zuverlässigste Fördermittel. Da die Leistung sich jeweils nach den Eigenschaften des Fördergutes richtet, ist es sehr zweckmäßig, den Hub verstellbar anzuordnen. Fig. 22 und 23 zeigen eine Bauart, die infolge ihrer geringen Umlaufzahl keine teuren Fundamente und Abstützungen erfordert, auch keine Federn besitzt, die bei Beanspruchung auf Druck und Knickung Störungen veranlassen. Außer dem Bodenblech sind keine Teile einer starken Abnutzung durch Berührung mit Sand ausgesetzt.

Gemahlener Neusand. Dieser staubförmige Sand sollte nur in völlig geschlossenen Vorrichtungen befördert werden. Als solche kommt die Schnecke mit geschlossenen Gängen oder die Spirale mit Flacheisengängen in Betracht; letztere hat den Vorteil, daß sie die Liefermenge gleichmäßig regelt, sie ist daher als Beschickvorrichtung für Maschinen von bestimmter Leistung anwendbar, z. B. in Fig. 16.

Fig. 21.

Umlaufendes Becherwerk mit Zuführvorrichtung.

Schwarzsand enthält häufig Fremdkörper, wie Eisenteile, Koksstücke usw.; daher ist für ihn die Schüttelrinne ebenfalls angezeigt. Für größere Leistungen und Entfernungen kommt auch das Förderband in Betracht. Dieses kann eben oder gewölbt angeordnet werden. Ferner eignet sich hierzu der Kratzer, mit einfachem oder doppeltem Kettenstrang in einer Holzrinne laufend, sowie der Schiebeförderer.

Fig. 22 und 23. Schüttelrinne mit verstellbarem Hub.

Formsand. Für das trockne Gemisch können die verschiedensten Vorrichtungen verwendet werden. Infolge ihrer Einfachheit und des staubdichten Abschlusses eignet sich die

Fig. 24.

Abwurfwagen zu einem Förderbande.

Schnecke oder Spirale vortrefflich dazu. Der angefeuchtete, aber noch nicht geschleuderte Sand soll, wenn irgend möglich, nicht durch Fördermittel hindurchgehen, weil er sonst geknetet wird, was stets eine ungleiche Mischung ergibt. Der geschleuderte Formsand ist sehr aufgelockert und durchlüftet, er hat daher trotz seines Feuchtigkeitsgehaltes ein geringeres spezifisches Gewicht als das trockne Sandgemisch. Beim Befördern ist darauf zu achten, daß keine Entmischung eintritt. Diese wird hauptsächlich dann zu befürchten sein, wenn die Mischung aus Teilen von verschiedenem spezifischem Gewicht besteht.

Zum Befördern des fertigen Formsandes eignen sich langsam laufende Schnecken und Spiralen, Förderbänder, Schiebeförderer, gewöhnliche und umlaufende Becherwerke. Diese dürften den geringsten Einfluß auf die Beschaffenheit des Formsandes haben und daher insbesondere für längere Wege, z. B. beim Beschicken mehrerer Behälter, am zweckmäßigsten sein. Bei der Beschickung mehrerer Behälter ist es sehr wichtig, diese möglichst einfach zu gestalten. Schnecken, Spiralen und Schiebeförderer werden einfach mit einer entsprechenden Anzahl von Ausläufen versehen, die in die Behälter hineinragen. Beim Fördern füllt sich der erste Behälter bis zum Auslauf, das weiter geförderte Material wird einfach darüber hinweggeschoben und gelangt in den zweiten Behälter und so fort. Schieber werden angeordnet, um die Behälter in beliebiger Reihenfolge füllen zu können, was z. B. dann notwendig wird, wenn bei einer Reihe von Formmaschinen mit Behältern die am Ende des Weges gelegenen Behälter wesentlich größer sind als die vorhergehenden, vergl. Fig. 34 bis 36. Beim umlaufenden Becherwerk müssen die Anschläge, die die Becher zum Kippen bringen, jeweils verstellt werden, wenn ein Behälter gefüllt ist.

Das eben laufende Förderband kann mit Abstreifern versehen oder mit einem Abwurfwagen ausgerüstet werden, Fig. 24, der für den vorliegenden Fall fahrbar angeordnet sein muß.

Anlagen zur Formsandaufbereitung.

Fig. 25 bis 27 zeigen eine kleinere Anlage von 2 cbm/st Leistung für eine Gießerei mit 1000 t Erzeugung in 1 Jahr. Zum Antrieb dient eine Haupttransmission mit Vorgelege. Da sämtliche Maschinen mit loser und fester Scheibe versehen sind, ist getrennter Betrieb der drei vorhandenen Maschinengruppen möglich. Der Bedarf an fertigem Formsand beträgt täglich 5 cbm, die Betriebszeit der Aufbereitung demnach rd. $2^1/_2$ st. Der Kraftbedarf sämtlicher Maschinen zusammen beläuft sich auf rd. 15 bis 20 PS. Der Mischkasten faßt 16 cbm, entspricht also dem Bedarf für mehrere Tage, der Formsandbehälter hat 2 cbm Inhalt.

Der Platzbedarf beträgt bei 11 m Höhe $7{,}5 \times 11 = 83$ qm, wobei zu beachten ist, daß in der Formerei keinerlei weitere Lagerplätze für Formsand und Schwarzsand nötig sind. Angesichts der kurzen Betriebszeit bietet die Anlage einen starken Rück-

Fig. 25 bis 27. Formsand-Aufbereitanlage für 2 cbm/st.

Maßstab 1 : 200.

Neusandgruppe.
a Trockendarre b Kollergang c Becherwerk

Altsandgruppe.
d Becherwerk f Zwischenstück
e Eisenabscheider g Siebmaschine

Formsandgruppe.
h Mischkasten l Anfeucht- und Mischtrommel
i Becherwerk m Schleudermühle
k Zuführschnecke

halt für spätere Vergrößerungen und erleidet nur geringen Verschleiß. Das Ganze ist sehr übersichtlich und gut zugänglich. Bedient wird die Anlage, abgesehen von der Anfuhr des Rohsandes und Abfuhr des Formsandes, durch einen Arbeiter, der bei der kurzen Betriebszeit in zwei Dritteln seiner Arbeitzeit anderweitig beschäftigt werden kann.

die in rd. 5 st hergestellt werden. Daraus ergibt sich die Leistung der Anlage zu durchschnittlich 8 bis 12 cbm/st.

Die Anlage stellt den Formsand für Grauguß, Metallguß und Aluminiumguß her. Die wichtigsten Teile sind doppelt angeordnet, und die Behälter fassen den Sandbedarf für 2 Tage. Hierdurch soll eine weitgehende Sicherheit gegen

Fig. 28 bis 30. Formsand-Aufbereitanlage für 8 bis 12 cbm/st.

Maßstab 1 : 200.

Neusandgruppe.

a Aufgabetrichter
b Drehofen
c Becherwerk
$d_1\,d_2$ Kollergänge

Altsandgruppe.

$e_1\,e_2$ Aufgabetrichter
f Walzwerk
$g_1\,g_2$ Schüttelrinnen
h Becherwerk
i Eisenabscheider
k Zwischenstück
$l_1\,l_2$ Siebmaschinen

Formsandgruppe.

$m_1\,m_2$ Mischkasten
n Becherwerk
o Förderschnecke
$p_1\,p_2$ Anfeuchttrommel
$q_1\,q_2$ Schleudermühlen
r Schiebeförderer
$s_1\,s_2$ Formsandbunker

Betriebstörungen geschaffen werden, die man bei der großen Leistung der Anlage außerordentlich störend empfinden würde. Der Arbeitsgang ist folgender: Der Rohsand wird mit Kippwagen vom Lager angefahren und in den mit einem Rost versehenen Trichter *a* der Trockentrommel *b* gestürzt. Der getrocknete Sand fällt in das Becherwerk *l*, daß die Kollergänge d_1 und d_2 beschickt. Diese stehen über dem Mischkasten für Neusand m_1 und lassen den gemahlenen Sand in die für 5 verschiedene Sorten bestimmten einzelnen Behälter fallen. Der schwarze Sand wird ebenfalls mit Kippwagen herbeigeschafft und in den Trichter e_1 oder e_2 gestürzt. Der Trichter e_2 ist unten mit einem Walzwerk *f* versehen, um knollenförmigen Sand, wie er z. B. meist bei der Metallgießerei vorkommt, zu zerkleinern. Die Schüttelrinnen g_1 und g_2 führen den Sand nach dem Altsand-Becherwerk *h*, das in den Eisenabscheider *i*

Eine größere Anlage ist in Fig 28 bis 30 dargestellt. Sie stellt den Sand für eine Gießerei mit folgender Jahreserzeugung her:

Grauguß: 6000 t Maschinenguß in jeder Größe und Formmaschinenguß.

Bronze: an Rotguß und Messing 100 t, dazu Weißmetall, ferner an Aluminium 100 t.

Der tägliche Bedarf an Formsand beträgt 40 bis 60 cbm,

mündet. Das Zwischenstück k hat Umstellklappen, um jede der beiden Siebmaschinen l_1 und l_2 einzeln und auch zusammen beschicken zu können. Die Siebmaschinen sitzen über dem Mischkasten für Altsand m_2, der 5 getrennte Behälter für 4 verschiedene Sorten Altsand und für Kohlenstaub aufweist. Eisen und Abfall gelangen getrennt nach unten.

Die einzelnen Schnecken der Mischkasten m_1 und m_2 münden in eine gemeinsame Sammelschnecke, die auf einer Seite rechts-, auf der andern linksgängig ist und das Sandgemisch nach dem Becherwerk n fördert. Dieses mündet in die Spirale o, deren Querstück mit rechter und linker Steigung die Anfeucht-Mischtrommeln p_1 und p_2 beschickt.

Da täglich höchstens 60 cbm Formsand erforderlich werden, so ergeben sich unter Berücksichtigung seiner Zusammensetzung folgende Betriebszeiten:

Neusandgruppe	5 st,
Altsandgruppe	3 »,
Formsandgruppe	5 ».

Das Füllen der Formsandbehälter erfordert 7 st.

Die Anlagekosten dieser Aufbereitung sind natürlich ziemlich hoch, doch bieten eine derartige großzügige Anlage ganz bedeutende Vorteile, die sich auch auf Verhältnisse erstreckt, die mit Zahlen nicht erfaßt werden können. Große Leistung, glatte Abwicklung des Betriebes, hervorragende Güte des Formsandes bei stets gleichmäßiger Zusammensetzung der einzelnen Sorten sind die Hauptvorteile. Der Platzbedarf im Grundriß ist wesentlich kleiner als beim Aufspeichern des Formsandes auf Lagerplätzen, die große Leistung der Altsandgruppe ermöglicht, den Schwarzsand aus der Formerei in kurzer Zeit abzuführen. Die Ersparnis an Arbeitslöhnen ist bedeutend.

Eine Anlage, bei der mit bestehenden Raum- und Betriebsverhältnissen gerechnet werden mußte, ist in Fig. 31 bis 33 dargestellt. Die Grundfläche von rd. 6 × 16,5 qm war durch die angrenzenden Gebäude und das bestehende Bahngleis gegeben. Früher wurde der mit den Eisenbahnwagen angefahrene Rohsand in Schuppen gelagert und von dort mittels Schubkarren nach der Aufbereitung gebracht. Dieses Verfahren war zeitraubend, zudem war der Sand in den Schuppen sehr stark dem Einfluß der Witterung ausge-

Fig. 31 bis 33. Formsand-Aufbereitanlage für 5 bis 6 cbm/st.

Maßstab 1 : 200.

Neusandgruppe.

a Eisenbahnwagen, b Rohsandbehälter, c Trockendarre, $d_1 d_2$ Kollergänge, e Förderschnecke, f Becherwerk

Altsandgruppe.

g Trichter mit Rost und Schüttelrinne, h Becherwerk, i Eisenabscheider, k Zwischenstück, $l_1 l_2$ Siebmaschinen

Formsandgruppe.

m Mischkasten, n Becherwerk, o Förderspirale, p Anfeuchttrommel, $q_1 q_2$ Schleudermühlen mit Abläufen, $r_1 r_2$ Formsandbehälter

Von hier geht der Sand nach den Schleudermühlen q_1 und q_2. Aus ihren Ausläufen gelangt er in einen Schiebeförderer r, der die Formsandbehälter s_1 und s_2 beschickt. Jeder Formsandbehälter hat 4 getrennte Abteilungen, so daß 8 verschiedene Formsandsorten aufgespeichert werden können. Kippwagen bringen den Formsand aus den Behältern s_1 und s_2 nach der Formerei.

Der Antrieb ist für die einzelnen Gruppen getrennt; die reichlich gewählten Motorleistungen betragen:

Neusandgruppe	15 PS,	3 cbm/st Leistung
Altsandgruppe	15 »,	15 » »
Formsandgruppe	40 »,	12 » »

Fig. 34 bis 36.

Formsand-Aufbereitung für 12 bis 15 cbm/st und Anlage zur Beschickung der Formmaschinen.

Maßstab 1 : 300.

a Förderband *b* Schüttelrinne *c* Becherwerk *d* Eisenabscheider *e* Siebmaschine *f* Becherwerk *g* Zuführspirale *h* Anfeucht- u. Mischtrommel *i* Schleudermühle *k* Bunker *l, m, n* Schiebeförderer

Kraftbedarf:

Förderband: 5 PS-Motor; Sandaufbereitung: 40 PS-Motor; Schiebeförderer: *l* 6 bis 8 PS-Motor; Schiebeförderer *m* und *n*: 6 PS-Motor.

setzt und mußte im Winter häufig in gefrorenem Zustand auf die Darre gegeben werden. Diese Uebelstände sind dadurch vermieden worden, daß der Rohsand jetzt vom Eisenbahnwagen aus in Behälter aus Eisenbeton gelangt, die über der Trockendarre angeordnet sind, also im Grundriß keinen besondern Platz beanspruchen. Durch einfache Auslaßschieber fällt der Sand auf die Darre und wird von dort mit der Schaufel in die Kollergänge gegeben. Eine Schnecke und ein Becherwerk befördern ihn alsdann zum Mischkasten.

Der Schwarzsand kommt in Kippwagen aus der Formerei, wird in einen Trichter gestürzt und durch die Schüttelrinne dem Altsand-Becherwerk zugeführt. Ueber den Eisenabscheider gelangt der Sand durch das Zwischenstück in die Siebmaschinen und von hier in den Mischkasten. Darauf führt eine Sammelschnecke das Sandgemisch zu einem Becherwerk, das mittels einer Spirale die Anfeucht- und Mischtrommel beschickt. Der angefeuchtete Sand fällt in die Schleudermühlen und durch Ausläufe von hier in Formsandbehälter, aus denen er in Kippwagen zur Formerei geführt wird.

Eine weitere Verwendung des Eisenabscheiders besteht darin, daß ein Zwischenstück mit eingebauten Umstellklappen das Auslesen von Schutt, Kehricht, zerkleinerten Schlacken usw. ermöglicht.

Der Abfall von der Gußputzerei, der Schutt vom Massellager, der Kehricht aus der Gießerei und aus den verschiedenen Werkstätten sind stets mehr oder weniger eisenhaltig; ebenso die Schlacken aus den Kuppelöfen. Werden diese Abfälle in genügend zerkleinertem Zustand in das Altsand-Becherwerk gegeben, so laufen sie über den Eisenabscheider. Bei entsprechender Stellung der Klappen im Zwischenstück fallen die unmagnetischen Stoffe in den Abfall, ohne erst über die Siebmaschine gehen zu müssen. Dadurch wird die Anschaffung eines zweiten Eisenabscheiders mit Becherwerk für eine Schuttaussonderung gespart. Wo kein Pochwerk vorhanden ist, genügt es, die Schlacken aus dem Kuppelofen in glühendem Zustande mit kaltem Wasser zu bespritzen, wobei sie fast von selbst zerfallen. Etwaige Rückstände im Becherwerk werden später durch die Siebmaschine ausgeschieden, so daß sie nicht in den Formsand gelangen können.

Die Anlage hat Gruppenantrieb mit folgenden Leistungen:

Neusandgruppe	15 PS und	3 cbm/st,
Altsandgruppe	10 » »	8 » ,
Formsandgruppe	25 » »	6 » .

Die Gießerei stellt jährlich 3000 t Gußwaren, und zwar Temperguß und Grauguß von mittlerer Stückgröße her. Die Menge des täglich aufzubereitenden Formsandes beträgt 36 cbm. Hierzu waren früher 10 Arbeiter nötig, ohne die An- und Abfuhr, jetzt nur noch 2. Die alte Aufbereitung, in der jede Maschine einzeln mit der Hand beschickt wurde, erforderte bei 7 m Höhe 110 qm im Grundriß, ferner erforderte die Lagerung des Formsandes noch 120 qm, insgesamt waren also 230 qm gegen 100 qm bei der neuen Anlage nötig.

Eine Sandaufbereitanlage für Formmaschinen zeigen Fig. 34 bis 36. Durch maschinelle Aufbereitung wird die Leistung einer Formmaschine bedeutend erhöht, so daß hier bei Berechnung der Wirtschaftlichkeit eine wesentliche Steigerung der Erzeugung angenommen werden muß. Jede Formmaschine hat einen Behälter, der ihrem Sandbedarf entsprechend bemessen ist. Durch einfaches Oeffnen eines Schiebers wird der Formkasten mit Sand von stets gleichmäßiger Beschaffenheit gefüllt, so daß alle Gewähr auch für die gleichmäßige Beschaffenheit der Gußstücke gegeben ist.

Der Arbeitsgang der Anlage gestaltet sich, wie folgt: Der Schwarzsand aus den Formkasten soll in tunlichst kurzer

Zeit aus der Formerei entfernt werden, daher ist ein Förderband *a* über die ganze Länge der Formerei angeordnet. Die Formkasten werden auf einen über dem Bande befindlichen Rost gestürzt, der Sand fällt durch, und die Gußstücke bleiben oben liegen. Das Band mündet auf eine Schüttelrinne *b*, die das Becherwerk *c* gleichmäßig beschickt. Der Sand gelangt über den Eisenabscheider *d* zur Siebmaschine *e*, von dieser mittels des Becherwerkes *f* zur Spirale *g* zur Anfeucht- und Mischtrommel *h* und zur Schleudermühle *i*. Der fertige Formsand fällt in einen Zwischenbehälter *k*. Aus diesem werden die Behälter der Formmaschinen gespeist, und zwar durch 3 Schiebeförderer *l*, *m* und *n*. Der Schiebeförderer *l* von 50 m Länge beschickt die Behälter der 10 Formmaschinen auf der einen Längsseite, der zweite, *m*, einen quer liegenden Behälter und der dritte, *n*, schließlich die an der andern Wand befindlichen vier Behälter. Die kleineren Behälter sind durch einen, die größeren durch zwei Schieber mit dem Schiebeförderer verbunden.

Den Schiebeförderer *l* hat man seiner großen Länge wegen mit einer Luftbremse versehen, um einen gleichmäßigen Gang des Antriebes zu erhalten. Der Tagesbedarf an Formsand beträgt 100 cbm bei gleichzeitigem Betrieb sämtlicher Formmaschinen, wodurch sich eine tägliche Betriebszeit der Aufbereitung von rd. 6 st ergibt. In der Regel fällt sie wesentlich kürzer aus, da man die Anlage besonders beim Arbeitsbeginn wesentlich schneller arbeiten läßt, um die in den Kasten vom vorhergehenden Abend verbliebenen Reste möglichst rasch zu entleeren.

Zusammenfassung.

Die maschinelle Formsandaufbereitung führt sich in größeren Gießereien mehr und mehr ein, da sie in der billigen Herstellung großer Mengen von Formsand und in der glatten Abwicklung des Betriebes wesentliche Vorteile bietet. Selbst bei größeren Anlagen ist der Platzbedarf geringer als bei der früheren Arbeitsweise, bei der große Flächen zur Lagerung des Sandes nötig waren. Beschreibung und Ausführungen einer neuen Bauart von A. Stotz, Stuttgart, die beachtenswerte Fortschritte in der maschinellen Aufbereitung zeigt.

Neue Versuche über die Stickstoffverbrennung in explodierenden Gasgemischen.[1]

Von Prof. Dr.-Ing. **F. Häußer** in Nürnberg.

Theoretisches.

Die Verbrennung des Stickstoffes bei hohen Temperaturen, die nach der einfachen Gleichung

$$N_2 + O_2 = 2\,NO \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

erfolgt, betrachtet man als eine rein thermische Reaktion, die nur von der Temperatur abhängig, aber unabhängig von der Art der Temperaturerzeugung sein soll.

Diese Auffassung wird besonders durch die Versuche von Nernst[2]) gestützt, bei denen Luft durch ein von außen elektrisch geheiztes Platin- bezw. Iridium-Rohr geleitet wurde, wobei die Aenderung der Stickoxydausbeute mit der Temperatur, d. h. die Verschiebung des Gleichgewichtes

$$N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2\,NO$$

durchaus der van 't Hoffschen Gleichung

$$\frac{d \ln K}{d\,T} = -\frac{q}{R\,T^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

folgte. Darin bedeutet

q die Wärmetönung der Reaktion,
R die Gaskonstante,
T die absolute Umsetzungstemperatur,
K die Gleichgewichtskonstante, die im vorliegenden Falle bestimmt ist durch

$$K = \frac{(NO)^2}{(N - 0{,}5\,NO)\,(O - 0{,}5\,NO)} \quad . \quad . \quad . \quad (3);$$

in letzterer Formel bedeuten in Vol.-vH
NO den Stickoxydgehalt,
N und O den Stickstoff- und den Sauerstoffgehalt des Reaktionsgemisches bei Vernachlässigung der Stickoxydbildung.

Die Integration der Gleichung (2) liefert, da die Wärmetönung als unabhängig von der Temperatur angesehen werden darf, wenn an Stelle des natürlichen der Briggsche Logarithmus gesetzt wird, auf Grund der Nernstschen Versuche:

$$\log K + \frac{9424}{T} = 1{,}07 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Diese Gleichung liefert also die größte Stickoxydmenge, die in einem auf die Temperatur *T* erhitzten Gasgemisch von beliebigem Stickstoff- und Sauerstoffgehalt möglich ist, wenn die Stickoxydbildung rein thermisch verläuft und das chemische Gleichgewicht sich völlig der Temperatur *T* entsprechend eingestellt hat und dabei erhalten worden ist. Hierzu ist die Dauer der Erhitzungstemperatur nicht zu kurz zu bemessen, da zur Erreichung des Gleichgewichtzustandes eine gewisse Zeit nötig ist, während dieser Zustand selbst dadurch festgehalten wird, daß das Gasgemisch nach der Gleichgewichteinstellung möglichst rasch abgeschreckt wird, da sonst bei allmählicher Abkühlung eine Verschiebung des Gleichgewichtes im Sinne eines Stickoxydzerfalles eintritt.

Diesen Bedingungen wird bei Gasexplosion genügt durch:

1) Kompression des Gemisches vor der Zündung und Verwendung großer Explosionsgefäße, wodurch der abkühlende Einfluß der Wandungen zurückgedrängt wird; die Höchsttemperatur bleibt dabei hinreichend lange erhalten und steigt bei gasreichen Gemischen auch so hoch, daß genügend große Stickoxydmengen erhalten werden, um den Einfluß unvermeidlicher Analysenfehler klein zu halten;

2) Wassereinspritzung in die Explosionsbombe nach erreichter Höchsttemperatur, wodurch man, wie die Versuche zeigen, eine sehr rasche und tiefe Abschreckung erzielt; übrigens genügt schon ein Temperatursturz bis auf etwa 1200°C, da von hier ab die Zerfallgeschwindigkeit des Stickoxydes so klein ist, daß praktisch ein Stickoxydverlust ausgeschlossen erscheint.

Aeltere Versuche des Verfassers[1]).

Die Versuchseinrichtung bestand dabei im wesentlichen aus einer gußeisernen Explosionsbombe, Fig. 1, von 552 ccm Gesamtinhalt, die innen, soweit die doppelte Schraffur reicht, emailliert war, während der aufgeschraubte Deckel, der die verschiedenen Leitungsanschlüsse und das Absperrventil zum Indikator trug, metallisch rein gehalten wurde. Die Versuche wurden mit Leuchtgas-Luft-Gemischen von 14,5 vH Gasgehalt bei verschiedenen Kompressionsdrücken, die manometrisch gemessen wurden, zur Aenderung der Explosionstemperatur durchgeführt. Ermittelt wurden die Explosionsdrücke bei verschiedenen Anfangsdrücken, und da sich da-

---

[1]) Eine ausführliche Veröffentlichung wird demnächst in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten erscheinen.
Die Versuche wurden schon im Jahre 1906 durchgeführt.

[2]) Nachr. d. kgl. Ges. d. Wiss. Göttingen 1904, Heft 4.

[1]) Verhandl. d. Ver. zur Beförd. d. Gewerbfl. 1906 S. 37.

bei ein Abgasverlust durch den Indikator nicht vermeiden ließ, in getrennter Versuchsreihe die Stickoxydausbeute, wobei das Absperrventil *A* geschlossen blieb. Die Stickoxyde wurden an Wasser, mit dem die Bombe vorher benetzt wurde, gebunden, und, soweit sie sich am emaillierten Wandungsteil niedergeschlagen hatten, nach Austreiben der Kohlensäure durch Titrieren mit $^1/_{10}$ n-Natronlauge bestimmt.

Die an dem metallischen Deckel mit den verschiedenen Bohrungen gebundene Stickoxydmenge wurde wegen etwa gebildeter Eisenverbindungen nicht ermittelt, sondern dadurch berücksichtigt, daß die an der emaillierten Wandung gemessene Stickoxydmenge im Verhältnis der Gesamtwandung zu jener umgerechnet wurde, indem man dabei von der

Fig. 1.

Kleine Explosionsbombe (552 ccm Inhalt).

Z Zündstelle

ziemlich zutreffenden Voraussetzung ausging, daß die sehr langsam fortschreitende Absorption der Stickoxyde ausschließlich an der Wandung erfolgt. Die Berichtigung betrug allerdings 24 vH und mag um etwa 10 vH ungenau sein; diese Unsicherheit war übrigens die nächste Veranlassung, bei den neuen Versuchen die Bombe größer auszuführen.

Verbrennungsluft und Leuchtgas wurden mehrfach analysiert; auf Grund der bekannten Zusammensetzung des Gasgemisches und der Verbrennungsgleichungen ließ sich der Stickstoff und Sauerstoffgehalt des Gemisches nach der Explosion berechnen.

Die zu den Stickoxydversuchen gehörigen Explosionstemperaturen wurden in bekannter Weise aus den Explosionsdrücken bestimmt, die sich aus den Druckmessungen durch graphische Interpolation für die betreffenden Anfangsdrücke ermitteln ließen.

Die Versuchsergebnisse zeigt Zahlentafel 1, in die auch die Stickoxydmenge nach der Gleichgewichtgleichung (4) sowie die Salpetersäureausbeute (NO als HNO_3 gerechnet) für 1 cbm Gas aufgenommen sind.

Eine besondere Abschreckung des Gemisches nach der

Zahlentafel 1.

Gruppe	Anfangsdruck kg/qcm abs.	Versuchsnummer	Explosionsdruck kg/qcm abs.	Explosionstemperatur °C abs.	Stickoxydmenge in vH des Abgasgemisches: nach vorliegenden Versuchen	nach Nernst berechnet	Salpetersäureausbeute für 1 cbm Gas bei 16,0° und 736 mm Bar. g
I	3,00	7	21,6	2130	0,27	0,24	47,6
II	3,40	6	25,7	2240	0,33	0,30	57,5
III	4,00	4 5	31,4	2320	[0,31 0,32] [1]	0,36	[54,5 im Mittel]
IV	5,00	1 2 8	40,0	2370	[0,34 6,36 0,35] [1]	0,39	[60,7 im Mittel]

[1]) Die [ ] Werte sind unsicher.

Explosion fand nicht statt; die Wärme wurde nur an die Bombenwandungen abgegeben, was verhältnismäßig langsam erfolgte, wie aus den bei den Explosionsdruckmessungen erhaltenen Zeitdiagrammen hervorgeht.

Fig. 2 zeigt zwei Diagramme, Nr. 8 und Nr. 18, die bei 2,90 bezw. 3,80 kg/qcm abs. Anfangsdruck erhalten wurden und somit die Abkühlungsverhältnisse bei den Versuchsgruppen I und III ziemlich genau wiedergeben; die Temperaturen im Bereich der Abkühlung sind mit der Explosionsendtemperatur als Ausgangswert in Abständen von 0,02 sk berechnet.

Fig. 2.

Druckbilder bei kleiner Bombe.

Wenn nun trotz der verhältnismäßig langsamen Abkühlung kein weitergehender Stickoxydzerfall eintrat — die Versuche stimmen ja mit den Gleichgewichtwerten ziemlich überein —, so ist zu folgern, daß die Zerfallgeschwindigkeit in dem untersuchten Temperaturgebiet schon sehr klein sein muß.

Als Hauptergebnis der Versuche erschien der Nachweis, daß die Stickoxydbildung bei Gasexplosion eine thermische Reaktion und den Gesetzen der Thermodynamik unterworfen ist.

Neue Versuche des Verfassers.

Die Versuchseinrichtung.

Fig. 3 zeigt den wichtigsten Teil, die Bombe mit der Einspritzeinrichtung. Das gußeiserne Explosionsgefäß von 1651 ccm Inhalt war innen, soweit die doppelte Schraffur

Fig. 3.

Große Explosionsbombe (1651 ccm Inhalt) mit Einspritzzylinder.

Z Zündstelle

reicht, weiß emailliert, der aufgeschraubte flache Deckel mit den verschiedenen Bohrungen dagegen blieb blank. Zum Abschluß gegen die einzelnen Leitungen dienten kleine Ventilschrauben; an Stelle des Indikatorhahnes wurde wieder das schon früher erprobte Absperrventil [1]) *A* mit geradem Durchgang verwendet.

[1]) Z. 1906 S. 240.

Die Einspritzvorrichtung bestand aus einem Messingzylinder von etwa 45 ccm nutzbarem Wasserinhalt mit gut eingepaßtem Kolben, der durch eine U-Stulpe abgedichtet war; ein 15 cm langes Messingrohr, das bei *a* durch einen Kork verschlossen wurde, damit nicht vorzeitig Wasser in das Explosionsgefäß floß, verband Zylinder und Bombe. Da in dieser bei der Gemischbereitung zuerst Unterdruck, dann Ueberdruck herrschte, war der Kolben nach oben und unten festzustellen; die Abstützung nach unten wurde später natürlich entfernt. Die Einspritzung mußte so energisch geschehen, daß der Strahl beim Aufprall auf die gegenüberliegende Bombenwand genügend zerstäubte, um einen hinreichend tiefen Temperatursturz zu erzeugen, der außerdem mit der Zündung in einen genau bekannten zeitlichen Zusammenhang zu bringen war. Hierzu diente ein Fallgewicht, Fig. 4, von rd. 8 kg und 1,80 m Fallhöhe, das einen in der Höhe verstellbaren Kontakt der Zündleitung beim Falle schloß. Damit der in der Bombe herrschende Druck das Gewicht mit Kolben nach der Einspritzung nicht wieder in die Höhe trieb, wurde jenes durch zwei Sperrhaken, die sich an den Führungsschienen fingen, in seiner jeweils tiefsten Stellung festgehalten.

Fig. 4. Versuchseinrichtung.

Die Zündung geschah bei *Z* durch einen zwischen zwei Platindrähten überspringenden Induktionsfunken; die Funkenstrecke lag in der Sekundärwicklung eines größten Induktoriums, dessen Primärwicklung, in welcher sich der vom Fallgewicht betätigte Kontakt befand, mit genügendem Vorschaltwiderstand an die städtische Wechselstromleitung angeschlossen war. Der gewöhnliche Induktionsapparat mit Batteriestrom und Unterbrecher war nicht brauchbar, da der Hammer während des kurzen Stromschlusses beim Fall des Gewichtes gar nicht in Schwingung kam.

Fig. 4 zeigt die gesamte Versuchsanordnung; man erkennt von rechts nach links die Luftpumpe zum Auspumpen der Bombe, einen kleinen an das städtische Netz angeschlossenen Wechselstrommotor zum Antrieb der Indikatortrommel, den Umlaufzähler für diese Trommel, das Plattenfedermanometer zur Messung der Kompressionsdrücke (Teilung 0,1 kg/qcm, 1 Skalenteil rd. 3 mm), die Preßluftflasche, die Meßbürette für das Gas (Teilung 0,5 ccm) mit Niveauflasche, die Explosionsbombe und die Einspritzvorrichtung mit dem Fallgestell.

Erwähnenswert ist noch, daß auf die Entfernung größerer Luftblasen im Einspritzzylinder zwischen Verschlußkork und Kolben geachtet wurde; dieser Raum sollte völlig von Wasser erfüllt sein. Die Abschreckung trat dann fast genau zum berechneten Zeitpunkt ein. Völliges Dichthalten der Bombe und der Einspritzvorrichtung war ebenfalls, besonders bei den Stickoxydversuchen, zu fordern, da bei diesen das Abgasgemisch etwa 40 st sich überlassen blieb; der Druckverlust betrug in dieser Zeit nur etwa 0,2 kg/qcm.

Bei Beachtung dieser Umstände gelangen die nicht einfachen Versuche nach einiger Uebung aufs beste.

Zum Vergleich der gefundenen Stickoxydmengen mit der nach der Theorie zu erwartenden mußten die Umsetzungstemperatur und der Stickstoff- und Sauerstoffgehalt des Gasgemisches nach der Explosion bekannt sein; es wurden also bei unveränderlichem Gasgehalt und wechselnden Anfangsdrücken die Explosionsdrücke gemessen und hieraus in bekannter Weise die Explosionstemperatur berechnet und die verwendeten Gase mehrfach analysiert. Die Stickoxydausbeute wurde wie bei den früheren Versuchen (a. a. O.) durch Titrierung bestimmt.

Versuche mit Leuchtgas-Luft-Gemischen von 13,5 vH Gasgehalt.

1) Bestimmung der Explosionsdrücke.

Der Gang der Versuche war folgender: Die Bombe wurde teilweise ausgepumpt, die in der Bürette gemessene Gasmenge eingesaugt und Preßluft bis zum gewünschten Anfangsdruck übergeleitet, worauf das Gemisch zur vollständigen Durchmischung etwa 1 st sich überlassen blieb. Danach wurde Ventil *A*, Fig 3, möglichst rasch geöffnet und die Zündung bei laufender Indikatortrommel bewirkt. Zur Druckmessung diente ein Rosenkranzscher Indikator, kleines Modell, dessen 20 kg-Feder in der üblichen Weise durch Gewichtbelastung des Kolbens von at zu at bis zu 20 kg bei Zimmertemperatur geprüft wurde. Der im Augenblick der Zündung in der Bombe herrschende Druck, der wegen

Fig. 5 und 6. Druckbilder bei großer Bombe.

Fig. 5.

Ohne Wassereinspritzung. (Leuchtgas-Luft-Gemisch)

Fig. 6.

Mit Wassereinspritzung.

der Undichtigkeit des Indikators etwas kleiner war als der Druck, unter dem die Mischung hergestellt wurde, konnte auf Grund des für abnehmende Belastung ermittelten Federmaßstabes mit genügender Genauigkeit den Diagrammen entnommen werden.

Die Verbrennung ging verhältnismäßig ruhig vor sich; die Druckbilder Fig. 5 und 6 sind frei von Schwingungen, die besonders bei kleineren Explosionsgefäßen auftreten und die Genauigkeit der Druckmessung beeinträchtigen. Dynamische Wirkungen des Indikators haben also die Ergebnisse jedenfalls nicht beeinflußt.

Fig. 7.

Zusammenhang zwischen Drucksteigerungsverhältnis u. Anfangsdruck (Leuchtgas-Luft-Gemisch).

Drucksteigerungsverhältnis p_e/p_a — Anfangsdruck p_a

Die Versuche wurden meistens ohne Einspritzung ausgeführt, wobei die Bombe bei *a*, Fig. 3, abgeflanscht war; nur bei einigen Versuchen mit nahezu dem gleichen Anfangsdruck wie die Stickoxydversuche wurde abgeschreckt, um die Abkühlungsverhältnisse klar zu stellen. Fig. 6 zeigt ein solches Diagramm; man erkennt die gute Wirkung der Wassereinspritzung an dem raschen und starken Druckabfall.

Die Versuchswerte folgen in Zahlentafel 3 und sind noch in Fig. 7 dargestellt.

Zahlentafel 3.

Versuchsnummer	Anfangsdruck p_a kg/qcm abs.	Explosionsdruck p_e kg/qcm abs.	Drucksteigerungsverhältnis $\frac{p_e}{p_a}$
1	3,48	24,4	7,00
2	3,38	23,6	6,97
3	3,40	24,0	7,05
5	3,63	25,9	7,12
6	3,58	25,6	7,09
7	3,38	23,4	6,97

2) Analyse des Leuchtgases und der Verbrennungsluft.

Die Untersuchung war die übliche nach Hempels technischem Verfahren; sie zeigte nur geringe Schwankungen in den Gasbestandteilen, wie vier Analysen ergaben:

	Gehalt in Volum-vH						
	CO_2	$C_n H_m$	O_2	CO	H_2	CH_4	N_2
10. April 1906 .	2,9	5,0	0,6	8,4	48,4	32,2	2,5
11. » » . .	2,5	4,7	0,6	7,9	48,6	32,5	3,2
27. » » . .	2,6	4,9	0,6	8,1	48,3	33,1	2,4
9. Mai » . .	3,1	4,8	0,6	8,1	47,2	32,9	3,3

Die mittlere Zusammensetzung für die Dauer der Versuche folgt daraus zu

CO_2	$C_n H_m$	O_2	CO	H_2	CH_4	N_2
2,8	4,9	0,6	8,1	48,1	32,7	2,8

Für die schweren Kohlenwasserstoffe, die sich ja nur summarisch bestimmen lassen, ist bei der Auswertung auf Grund einer früheren Untersuchung[1]) folgende Verbrennungsgleichung angenommen worden:

$$1 \text{ Vol. } C_n H_m + 3{,}3 \text{ Vol. } O_2 \sim 2{,}2 \text{ Vol. } CO_2 + 3{,}0 \text{ Vol. } H_2O.$$

Es ist wenig wahrscheinlich, daß diese Werte inzwischen keine Aenderung erfahren haben sollen; immerhin können sie bei dem geringen $C_n H_m$-Gehalt nur von untergeordnetem Einfluß sein.

Die Preßluft wurde als »atmosphärische Luft« von der Sauerstoff-Fabrik Berlin bezogen; ihre Zusammensetzung ergaben zwei Analysen übereinstimmend zu

20,8 vH O_2
79,2 » N_2

3) Bestimmung der Stickoxydausbeute.

Sämtliche Stickoxydversuche wurden bei geschlossenem Absperrventil *A*, Fig. 3, durchgeführt, um jeden Abgasverlust zu vermeiden. Das Gemisch wurde in derselben Weise wie bei den Explosionsversuchen bereitet; ein kleiner Druckverlust von 0,02 bis 0,03 kg/qcm nach der etwa einstündigen Mischungszeit infolge gelegentlicher geringer Undichtigkeiten war auch hier nicht zu vermeiden. Der Druck bei der Zündung betrug im Mittel für alle Versuche 3,58 kg/qcm abs. mit Schwankungen von nicht über 0,01 kg/qcm.

Um den Stickoxydzerfall bei langsamer Abkühlung klar zu stellen, wurden die Versuche ohne und mit Einspritzung durchgeführt. Die Abkühlungsverhältnisse lassen sich aus den Diagrammen Fig. 5 und 6, die mit 3,38 kg/qcm abs. nahezu denselben Anfangsdruck wie die Stickoxydversuche aufweisen, erkennen; die Temperaturen sind mit der Explosionstemperatur als Ausgangswert in Abständen von 0,02 sk berechnet. Während sich im ersten Falle das Gasgemisch verhältnismäßig langsam an den Gefäßwandungen abkühlte, trat bei den Einspritzversuchen ein fast augenblicklicher Temperatursturz von etwa 800° nahe bei der Höchsttemperatur ein, an den sich wieder eine allmähliche Abkühlung anschloß. Man darf annehmen, daß in diesem Temperaturgebiet kein Stickoxyd mehr zerfallen ist.

Die Stickstoffoxyde wurden an destilliertes Wasser gebunden, entweder an das Einspritzwasser oder bei den Versuchen ohne Abschreckung an eine geringe Wassermenge (20 ccm), mit der die Bombe im emaillierten Teile benetzt war. Zur völligen Bindung blieb die Versuchseinrichtung nach der Zündung etwa 1 bis 1½ Tage sich überlassen; dann war der charakteristische Geruch der Abgase, durch den sich selbst Spuren von Stickstoffoxyden noch bemerkbar machen, verschwunden. Die Reaktion

$$2\,NO_2 + H_2O = HNO_3 + HNO_2,$$

nach der ungefähr die Lösung des Stickstoffdioxyds, in welches das Stickoxyd nach der Explosion übergeht, in Wasser von Zimmerwärme erfolgt, schreitet eben bei gewöhnlicher Temperatur sehr langsam fort.

Zur Bestimmung der Stickoxydausbeute wurden Bombe und Einspritzzylinder mit Rohr sorgfältig ausgespült, die Flüssigkeit zur Entfernung der gelösten Kohlensäure einige Zeit stark erhitzt und durchgerührt, mit einigen Tropfen Phenolphthalein versetzt und mit $^1/_{10}$ n-Natronlauge titriert. Der Laugenverbrauch in ccm ergibt mit 0,0030 multipliziert den Stickoxydgehalt in g.

Das am metallisch reinen Deckel gebundene Stickoxyd wurde mit Rücksicht auf etwa entstandene Eisenverbindungen nicht besonders ermittelt, sondern durch Umrechnung der am emaillierten Teile der Bombenwandungen gefundenen Stickoxydmengen im Verhältnis der gesamten Wandungsfläche zur emaillierten wie bei den älteren Versuchen berücksichtigt. Diese Berichtigung betrug 10 vH, ist aber möglicherweise um einige Prozent fehlerhaft.

Im Einspritzzylinder und Rohr wurden 9 bis 14 vH der in der Bombe gefundenen Menge nachgewiesen; dieser Teil ist wegen des Einflusses der Metalloberfläche vielleicht etwas zu klein bestimmt worden.

Bei der Explosion bildet sich außer Stickoxyd auch eine geringe Menge Schwefelsäure, die von dem Schwefelgehalt des Leuchtgases herrührt und natürlich auch eine gewisse Laugenmenge neutralisiert. Man kann jedoch diesen Fehler völlig vernachlässigen, da der Schwefelgehalt des Gases ganz unbedeutend ist, wie eine frühere Bestimmung[1]) ergab.

Zahlentafel 4 zeigt die Versuchsergebnisse mit Angabe der Salpetersäureausbeute für 1 cbm Gas.

Die Zahlen für die Stickoxydausbeute stehen unter sich in vorzüglicher Uebereinstimmung; nur bei Versuch 12 ist der Unterschied etwas größer (7 vH).

[1]) Mitt. über Forschungsarbeiten Heft 25 S. 18.

[1]) Verhandl. d. Ver. zur Beförd. d. Gewerbefl. 1906 S. 48.

Zahlentafel 4.

Versuchsnummer	Anfangsdruck kg/qcm abs.	Stickoxydausbeute				Salpetersäureausbeute für 1 cbm Gas bei 17° und 742 mm g	Bemerkungen
		nachgewiesen		Berichtigung für den Deckel g	gesamt g		
		in der Bombe g	im Einspritzzylinder und Rohr g				
8	3,58	0,0283	—	0,0028	0,0311	83,4 im Mittel	nicht abgeschreckt
9	3,58	0,0287	—	0,0029	0,0316		
10	3,58	0,0300	0,0042	0,0030	0,0372	99,5 Mittel aus 10 und 11	abgeschreckt
11	3,58	0,0320	0,0029	0.0032	0,0381		
12	3,58	0,0290	0,0033	0,0029	0,0352		

Die Versuche zeigen den Einfluß der Abschreckung; die Ausbeuten steigen um etwa 20 vH, ein Vorteil, der bei größeren Bomben, bei denen die Abkühlung an den Wandungen noch langsamer erfolgt, beträchtlicher sein muß. Man erkennt aber auch, daß eine plötzliche Abschreckung nicht nötig ist, die besonders bei großen Bomben erhebliche Schwierigkeiten bieten würde; mußte doch schon bei den kleinen Verhältnissen der vorliegenden Versuche mit einem großen Ueberschuß an Einspritzwasser gearbeitet werden. Nimmt man einen geringen Stickoxydverlust in Kauf, so genügt eine nicht zu langsam fortschreitende Abkühlung. Die Reaktion $2 NO \rightarrow N_2 + O_2$ ist eben in dem betrachteten Temperaturgebiet noch wenig beweglich, daher der verhältnismäßig geringe Stickoxydzerfall.

4) Auswertung der Versuche.

Zum Vergleich der gefundenen Stickoxydausbeute mit der theoretisch zu erwartenden mußte die Explosionstemperatur sowie der Stickstoff- und Sauerstoffgehalt des Abgasgemisches bekannt sein.

Bezeichnet

p_a, T_a und R_a Druck, abs. Temperatur und Gaskonstante bei Beginn der Explosion,

p_e, T_e und R_e die entsprechenden Größen am Ende der Explosion,

so folgt auf Grund des Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetzes

$$T_e = T_a \frac{p_e}{p_a} \frac{R_a}{R_e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Da für die Explosionstemperatur nur das Verhältnis $\frac{R_a}{R_e}$ maßgebend ist und nicht die Absolutwerte, so bestimmt man diese Größe aus dem Verhältnis der Molekelzahl oder der Gasvolumina vor und nach der Verbrennung.

Bei 13,5 vH Leuchtgasgehalt enthalten 100 Raumteile des Gemisches

6,50 R.-T. H_2,
0,66 » $C_n H_m$,
1,09 » CO.

Bei der Verbrennung verschwinden vom Wasserstoff und Kohlenoxyd herrührend 3,80 R.-T., während die schweren Kohlenwasserstoffe 0,59 R.-T. neu erzeugen.

Die Gesamtkontraktion beträgt somit 3,21 R.-T. und das Gemischvolumen nach der Verbrennung 96,8 R.-T. Demnach wird

$$\frac{R_a}{R_e} = \frac{100}{96,8} = 1,033.$$

Die Stickoxydbildung ist dabei ohne Einfluß, da die Reaktion $N_2 + O_2 = 2 NO$ ohne Aenderung der Molekelzahl verläuft.

Die Temperatur betrug bei den Stickoxydversuchen im Mittel 17,0° C entsprechend $T_a = 290°$ abs., der Anfangsdruck 3,58 kg/qcm abs.; für diesen Wert folgt aus Fig. 7 $\frac{p_e}{p_a} = 7,06$. Die Explosionstemperatur berechnet sich also zu

$$T_e = 290 \times 7,06 \times 1,033 = 2110° \text{ abs.}$$

Der Stickstoff- und Sauerstoffgehalt des Abgasgemisches, wenn keine Stickoxydbildung eintreten würde, ergibt sich durch folgende Ueberlegung:

Die bekannten Verbrennungsgleichungen

$$CH_4 + 2 O_2 = CO_2 + 2 H_2O$$
$$2 H_2 + O_2 = 2 H_2O$$
$$2 CO + O_2 = 2 CO_2$$
$$C_n H_m + 3,3 O_2 \infty 2,2 CO_2 + 3,0 H_2O$$

geben die für 1 Raumteil dieser Bestandteile des Frischgasgemisches verbrauchten Raumteile Sauerstoff, gemessen bei gleichem Druck und gleicher Temperatur. Denkt man sich also das Abgasvolumen V (Temperatur T_e, Druck p_e) auf den Druck p_a und die Temperatur T_a vor der Verbrennung gebracht, ohne Kondensation des Wasserdampfes, so wird das neue Volumen $V \frac{R_e}{R_a}$, dessen Verhältnis zum übrig bleibenden Sauerstoff- und Stickstoffvolumen den Gehalt des Abgasgemisches an diesen Bestandteilen darstellt.

Bezeichnet in Raum-vH

m den Gasgehalt der Mischung,

$C_n H_m'$, O', CO' usw. den Gehalt des Leuchtgases an schweren Kohlenwasserstoffen, Sauerstoff, Kohlenoxyd usw.,

H_2O' den Wasserdampfgehalt der Mischung vor der Verbrennung,

O_1 und N_1 . . . den Sauerstoff- und Stickstoffgehalt der Verbrennungsluft,

O und N . . . den Sauerstoff- und Stickstoffgehalt des Abgasgemisches,

so ist

$$O = 0,01 \left[(100 - m - H_2O') O_1 + m O' - m (2 CH_4' + 0,5 CO' + 0,5 H' + 3,3 C_n H_m') \right] \frac{R_a}{R_e} \quad (6),$$

$$N = 0,01 \left[(100 - m - H_2O') N_1 + m N' \right] \frac{R_a}{R_e} \quad . \quad (7).$$

Mit $m = 13,5$, $H_2O' = 0,5$ und den bekannten Zahlen der Leuchtgas- und Luftanalysen folgt

$$O = 3,2$$
$$N = 70,8.$$

Mit $T = T_e = 2110°$ abs. liefert nun Gl. (4)

$$\log K + \frac{9424}{T} = 1,07$$

zunächst die Gleichgewichtskonstante $K = 0,000402$; damit berechnet sich nach Gl. (3)

$$K = \frac{(NO)^2}{(N - 0,5 NO)(O - 0,5 NO)}$$

oder

$$0,000402 = \frac{(NO)^2}{(70,8 - 0,5 NO)(3,2 - 0,5 NO)};$$

NO = 0,29 vH des Abgasvolumens $1651 \frac{R_e}{R_a}$ bei 3,58 kg/qcm abs. und 290° abs., also entsprechend 0,0203 g.

Diese Zahlen entsprechen also der theoretisch möglichen größten Stickoxydausbeute unter den gegebenen Verhältnissen.

Versuche mit Kohlenoxyd-Luft-Gemischen von 25,0 vH Gasgehalt.

Um vergleichbare Werte zu bekommen, wurden die Verhältnisse so gewählt, daß die für die Stickoxydbildung maßgebenden Größen, in erster Linie die Explosionstemperatur, bei beiden Versuchsreihen möglichst übereinstimmten; danach wurde die Gemischzusammensetzung bemessen.

1) Bestimmung der Explosionsdrücke.

Die Versuche wurden in derselben Weise wie bei den Leuchtgas-Luft-Gemischen durchgeführt; die Diagramme Fig. 8 und 9 zeigen den Druckverlauf ohne und mit Einspritzung. Man erkennt, daß die Verbrennung ruhiger verläuft, die Verbrennungslinie langsamer ansteigt, was sich aus der geringeren Brisanz des Kohlenoxyds gegenüber Wasserstoff und Kohlenwasserstoffen erklärt. Auch hier zeigen die Druckbilder keine dynamischen Einflüsse des Indikators.

Die Versuchswerte, die in Fig. 10 dargestellt sind, waren folgende:

Zahlentafel 5.

Versuchsnummer	Anfangsdruck p_a kg/qcm abs.	Explosionsdruck p_e kg/qcm abs.	Drucksteigerungsverhältnis $\frac{p_e}{p_a}$
13	3,40	21,9	6,43
14	3,38	21,7	6,41
15	3,38	21,7	6,41

Fig. 8 und 9. Druckbilder bei großer Bombe.

Fig. 8.

Ohne Wassereinspritzung (Kohlenoxyd-Luft-Gemisch).

Fig. 9. Mit Wassereinspritzung.

Fig. 10.

Zusammenhang zwischen Drucksteigerungsverhältnis u. Anfangsdruck (Kohlenoxyd-Luft-Gemisch).

2) Analyse des Kohlenoxyds.

Das Gas wurde durch Erhitzen von Ameisensäure mit Schwefelsäure entsprechend der Gleichung

$$HCOOH = CO + H_2O$$

dargestellt, zur Entfernung mitgerissener Säure mit Wasser gewaschen und in einem Laboratoriumsgasbehälter aufgefangen, der mit Leitungswasser gefüllt war.

Das Gas war nicht ganz rein; es enthielt geringe Beimengungen von Sauerstoff und Stickstoff, die während der Versuchsdauer zunahmen, vermutlich durch Diffusion mit dem Luftgehalt des Absperrwassers.

Zur Analyse wurden etwa 22 ccm »Kohlenoxyd« in einer Hempel-Bürette abgemessen, zur Entfernung des Sauerstoffes mit Pyrogallol geschüttelt, der Gasrest auf etwa 100 ccm mit Luft aufgefüllt und in der Explosionspipette verbrannt. Die Gesamtkontraktion, die nach Absorption der entstandenen Kohlensäure gemessen wurde, ergab den CO-Gehalt. Diese Bestimmung durch Verbrennung ist sicherer als das bei geringen CO-Mengen übliche Verfahren durch Absorption mittels Kupferchlorürlösung, da man bei nicht ganz frischer Flüssigkeit nicht sicher ist, ob die Absorption auch völlig quantitativ verläuft.

Gefunden, wurde

	Gehalt in Raum-vH CO	O_2	N_2
9. Mai 1906	94,9	1,2	3,9
14. Mai 1906	93,7	1,4	4,9

Demnach betrug die mittlere Zusammensetzung für die Versuchsdauer

	CO	O_2	N_2
	94,3	1,3	4,4

3) Bestimmung der Stickoxydausbeute.

Die Versuche waren den mit Leuchtgas-Luft-Gemischen ausgeführten völlig gleich; der Druck im Augenblick der Zündung betrug fast übereinstimmend für sämtliche Versuche 3,57 kg/qcm abs. Die Abkühlungsverhältnisse ohne und mit Abschreckung lassen sich aus den Diagrammen Fig. 8 und 9, die bei 3,38 kg/qcm abs. Anfangsdruck abgenommen sind, gut erkennen; die Temperaturen sind wieder mit der Explosionstemperatur als Ausgangswert in Abständen von 0,02 sk berechnet. Vergleicht man damit die Verhältnisse bei den Leuchtgas-Luft-Gemischen, Fig. 5 und 6, so ergibt sich bei den Versuchen ohne Einspritzung eine wesentlich langsamere Abkühlung; hier war also auch ein weitergehender Stickoxydzerfall zu erwarten, was die Versuche aufs schönste bestätigten.

Zahlentafel 6 enthält die Versuchsergebnisse mit der Salpetersäureausbeute für 1 cbm CO.

Zahlentafel 6.

Versuchsnummer	Anfangsdruck kg/qcm abs.	Stickoxydausbeute nachgewiesen in der Bombe g	im Einspritzzylinder und Rohr g	Berichtigung für den Deckel g	gesamt g	Salpetersäureausbeute für 1 cbm Gas bei 19° und 732 mm g	Bemerkungen
16	3,57	0,0319	—	0,0032	0,0351	55,6	nicht abgeschreckt
19		0,0351	—	0,0035	0,0386	im Mittel	
17	3,57	0,0428	0,0051	0,0043	0,0522	75,2	abgeschreckt
18		0,0400	0,0042	0,0040	0,0482	im Mittel	

Die Stickoxydmengen stimmen unter sich ganz gut überein, wenn auch die Abweichungen (7 bis 9 vH) etwas größer sind als bei der vorhergehenden Versuchsreihe. Da es schließlich keine so einfache Sache ist, komprimierte Gemische tagelang ohne Verlust unter Verschluß zu halten, so wird man die Anforderungen nicht zu hoch stellen dürfen.

Der Einfluß der Wassereinspritzung ist weitergehend als bei den Leuchtgas-Luft-Gemischen; die Ausbeuten steigen um 35 bis 50 vH.

4) Auswertung der Versuche.

Der Gang der Rechnung ist der gleiche wie vorher. Da 100 Raumteile des Gemisches bei 25 vH Gasgehalt 23,6 R.-T. CO enthalten, bei dessen Verbrennung 11,8 R.-T. verschwinden, so wird

$$\frac{R_a}{R_e} = \frac{100}{88,2} = 1,134.$$

Die Anfangstemperatur betrug bei den Stickoxydversuchen im Mittel 19° C entsprechend $T_a = 292°$ abs., der Anfangsdruck $p_a = 3,57$ kg/qcm abs., für welchen Wert aus Fig. 10 $\frac{p_e}{p_a} = 6,48$ folgt. Diese Extrapolation erscheint noch recht sicher, da die Druckmessungen gerade bei den Kohlenoxyd-Luft-Gemischen sehr gut übereinstimmen und die $\frac{p_e}{p_a}$-Werte mit größerem Anfangsdruck nur sehr wenig zunehmen, wie man aus der Versuchsreihe mit Leuchtgas-Luft-Gemischen, Fig. 7, erkennt.

Man findet für die Explosionstemperatur nach Gl. (5)

$$T_e = 292 \times 6,48 \times 1,134 = 2140° \text{ abs.}$$

Der Sauerstoff- und Stickstoffgehalt des Abgasgemisches bei Vernachlässigung der Stickoxydbildung bestimmt sich sinngemäß aus den Gleichungen (6) und (7) zu

$$O = 4,5 \text{ vH}$$
$$N = 68,1 \text{ »}$$

Die Gleichgewichtkonstante folgt aus Gl. (4) mit $T = T_e = 2140°$ abs. zu $K = 0,000474$ und damit aus Gl. (3) der Stickoxydgehalt zu NO = 0,37 vH des Abgasvolumens $1651 \cdot \frac{88,2}{100}$ bei 3,57 kg/qcm abs. und 292° abs., also entsprechend 0,0233 g.

Die Versuchsergebnisse.

Wir stellen zunächst die wichtigsten Ergebnisse zusammen und ziehen noch die älteren Versuche zum Vergleich heran, soweit die Versuchsbedingungen nicht zu sehr abweichen; dies ist bei Gruppe I derselben der Fall. Der in Zahlentafel 7 angegebene Sauerstoff- und Stickstoffgehalt des Abgasgemisches versteht sich bei Vernachlässigung der Stickoxydbildung. Die Zahlen über die Salpetersäureausbeute für 1 cbm Gas gelten für die jeweils vorliegenden Verhältnisse; von einer Umrechnung auf 0° und 760 mm ist abgesehen worden. Es wäre allerdings richtiger, diese Ausbeuten auf gleiche Wärmemengen zu beziehen; wir wollen aber die wirtschaftliche Seite der Versuche nicht weiter erörtern.

Die Dauer der Höchsttemperatur wurde aus den Diagrammen Fig. 2, 5, 6, 8 und 9 nach der Berührungsstrecke zwischen Druckkurve und Tangente ermittelt; die Zahlen sind naturgemäß besonders bei den älteren Versuchen nur als Schätzungen zu betrachten, wenn auch die Bestimmung bei den im Original sehr zart geschriebenen Kurven viel genauer ist, als es nach der Wiedergabe möglich erscheint. und damit gegenüber dem aus dem Explosionsdruck berechneten Wert einen Unterschied von nahezu 20 vH, für den sich schwer eine Erklärung finden läßt.

Man kann zwar gegen das Verfahren, Explosionstemperaturen aus den Drücken zu messen, allgemein einwenden, daß es nicht die wahren Temperaturen, sondern nur Mittelwerte liefert. Aber dieses Verfahren hat eine glänzende Rechtfertigung in einer neueren Arbeit von Pier[1]) gefunden, der es zur Bestimmung der spezifischen Wärme des Argons, also eines einatomigen Gases, benutzte und dabei fast genau den von der kinetischen Gastheorie geforderten Wert ermittelt hat. Pier hat allerdings einen fast masselosen Druckmesser verwendet, da er die von früheren Forschern wie Mallard und Le Chatelier und andern gebrauchten Indikatoren wegen ihrer Massenträgheit für ungeeignet hielt. Diesen Einwand kann man aber bei den vorliegenden neueren Versuchen nicht machen; denn die Druckbilder Fig. 5, 6, 8 und 9 sind frei von Indikatorschwingungen, und der Druckanstieg erfolgte besonders beim Kohlenoxyd-Luft-Gemisch so langsam, daß ein Zurückbleiben des Indikators und damit ein Fehler bei der Druckmessung ausgeschlossen ist. Die Erklärung der höheren Stickoxydgehalte aus zu niedrig gemessenen Explosionstemperaturen kann also jedenfalls nicht befriedigen. Man wird vielmehr zu der Annahme geführt, daß die Stickoxydbildung bei Gasexplosionen keine rein thermische Reaktion ist.

Zahlentafel 7.

Anfangsdruck	Anfangstemperatur	Explosionsdruck	Explosionstemperatur	Gehalt des Abgasgemisches in Volum-vH				Dauer der Höchsttemperatur	Salpetersäureausbeute für 1 cbm Gas
				Sauerstoff	Stickstoff	Stickoxyd nach Gl. (4) berechnet	Stickoxyd nach den Versuchen		
kg/qcm abs.	°C abs.	kg/qcm abs.	°C abs.	vH	vH	vH	vH	sk	g
Aeltere Versuche (Gruppe I) mit kleiner Bombe (552 ccm).									
Leuchtgas-Luft-Gemische von 14,5 vH Gasgehalt.									
3	286	21,6	2130	1,95	70,1	0,24	0,27	rd. 0,002	47,6
Neue Versuche mit großer Bombe (1651 ccm).									
Leuchtgas-Luft-Gemische von 13,5 vH Gasgehalt.									
3,58	290	25,4	2110	3,2	70,8	0,29	0,54	0,010	99,5
Kohlenoxyd-Luft-Gemische von 25 vH Gasgehalt.									
3,57	292	23,1	2140	4,5	68,1	0,37	0,80	0,025	75,2

Wir finden das Ergebnis, daß die Stickoxydgehalte mit der Größe des Explosionsraumes wachsen; während bei meinen älteren Versuchen mit kleiner Bombe Versuch und Theorie noch ziemlich übereinstimmen, ergeben die neuen Untersuchungen mit dreifach größerer Bombe Stickoxydausbeuten, die um 86 bis 116 vH über die theoretisch zu erwartenden hinausgehen. Wie ist dieser Unterschied zu deuten?

Zunächst ist hervorzuheben, daß die Nernstschen Gleichgewichtsmessungen, die der Theorie zugrunde liegen, mit großer Genauigkeit durchgeführt sind. Allerdings haben Muthmann und Hofer[1]) in einer älteren Untersuchung wesentlich größere Gleichgewichtswerte angegeben; aber die Nernstschen Zahlen stehen beispielsweise mit der thermochemisch bestimmten Wärmetönung der Stickoxydbildung in so vortrefflicher Uebereinstimmung und haben in einer neueren Versuchsarbeit von Jellinek[2]) eine so gute Bestätigung gefunden, daß sie nicht in Zweifel gezogen werden können.

Hält man die Theorie der rein thermischen Stickoxydbildung aufrecht, so führt dies bei den neuen Versuchen zur Annahme höherer Explosionstemperaturen, als die Explosionsdruckmessung sie liefert. Faßt man die beim Kohlenoxyd-Luft-Gemisch gefundene Ausbeute als Gleichgewichtswert auf — die bei den andern Versuchen erhaltenen kleineren Zahlen würden sich aus der für die Gleichgewichtseinstellung zu kurzen Erhitzungsdauer glaubhaft machen lassen —, so ergibt sich aus Gl. (3) und (4) die zugehörige Gleichgewichtstemperatur. Man findet aus

$$\log \frac{(NO)^2}{(N - 0{,}5\,NO)\,(O - 0{,}5\,NO)} + \frac{9424}{T} = 1{,}07$$

mit $NO = 0{,}80$, $N = 68{,}1$ und $O = 0{,}5$

$$T = 2550^\circ \text{ abs.}$$

Nun haben Haber und Koenig[2]) bei einer besondern Versuchsanordnung mit einem gekühlten Hochspannungslichtbogen ebenfalls höhere Stickoxydkonzentrationen erhalten, die bei der verhältnismäßig niedrigen Temperatur in der Entladungsbahn weit über die thermischen Gleichgewichtswerte hinausgehen. Die Verfasser nehmen zur Erklärung elektrische Einflüsse, ein besonderes elektrisches Gleichgewicht an, welches das thermische überlagert und bei ihrer besondern Versuchsanordnung festgehalten worden ist; jedenfalls reicht auch bei den Haberschen Zahlen die thermische Theorie zur Erklärung nicht aus.

Elektrische Einflüsse kommen bei Gasexplosionen nicht in Frage; man wird vielmehr photochemische Wirkung in der verbrennenden Gasmasse annehmen müssen. Daß tatsächlich die Temperatur für die Stickoxydbildung nicht allein maßgebend ist, bestätigen auch Beobachtungen von anderer Seite. Warburg[3]) hat bei der stillen elektrischen Entladung in Luft, also bei gewöhnlichen Temperaturen, nicht unbeträchtliche Stickoxydmengen erhalten, wobei er nur die Frage offen läßt, ob die Wirkung von kurzwelligen Strahlen oder von Elektronen ausgeht. Auch Berthelot[4]) hat geringe Mengen Salpetersäure mittels dunkler Entladungen zwischen 8 und 80° erhalten.

Die vorliegenden Versuche zeigen nun einen bemerkens-

[1]) Ber. d. Deutschen chem. Gesellsch. 1903, 36 S. 438.
[2]) Zeitschr. f. anorg. Chemie 1906, 49 S. 229.

[1]) Zeitschr. f. Elektrochemie 1909, 15 S. 536.
[2]) Zeitschr. f. Elektrochemie 1907, 13 S. 725; 1908, 14 S. 689.
[3]) Zeitschr. f. Elektrochemie 1906, 12 S. 538.
[4]) Zeitschr. f. Elektrochemie 1906, 12 S. 791.

werten Zusammenhang zwischen der Dauer der Höchsttemperatur und der erzielten Stickoxydkonzentration; in Fig. 11 sind die zusammengehörigen Werte eingetragen. Mit wachsender Dauer der Höchsttemperatur nimmt auch der Stickoxydgehalt zu, und zwar, soweit die Versuche eine Schätzung erlauben, anscheinend nach einem parabolischen Gesetz, vergl. die ausgezogene Kurve.

Nun sind allerdings die Stickoxydkonzentrationen der drei Versuchsreihen (Zahlentafel 7) wegen des verschiedenen Sauerstoffgehaltes nicht ohne weiteres vergleichbar. Erlaubt man sich auf Grund des Massenwirkungsgesetzes eine Um-

Fig. 11.

Zusammenhang zwischen Stickoxydgehalt und Dauer der Höchsttemperatur.

rechnung auf 4,5 vH Sauerstoffgehalt, wobei man auf die geringen Unterschiede im Stickstoffgehalt keine Rücksicht zu nehmen braucht, so erhält man statt der Zahlen

	0,27	0,54	0,80 vH NO
folgende	0,41	0,64	0,80 » »

Trägt man diese letzteren Werte in Fig. 11 ein, so ergibt sich die gestrichelte Kurve, also im wesentlichen dasselbe Bild wie bei den ersteren Zahlen. Eine ganz ähnliche Gesetzmäßigkeit hat nun Coehn[1]) für die Schwefeltrioxydbildung aus Schwefeldioxyd und Sauerstoff unter dem Einfluß des ultravioletten Lichtes gefunden; die Abhängigkeit zwischen Belichtungsdauer und Trioxydkonzentration läßt sich ebenfalls durch parabelähnliche Kurven darstellen. Diese äußere Aehnlichkeit zwischen zwei so verschiedenartigen Vorgängen ist auffallend, wenn sie auch nicht als Beweis für die photochemische Bildung der größeren Stickoxydmengen dienen soll.

[1]) Zeitschr. f. Elektrochemie 1907, 13 S. 545.

Bei der technischen Durchführung der Luftstickstoffverbrennung bedient man sich ausschließlich der außergewöhnlich hohen Temperaturen elektrischer Entladungen und begnügt sich dabei mit einem Stickoxydgehalt von etwa 1 vH. Die vorliegenden Versuche geben eine neue Grundlage für die synthetische Erzeugung von Salpetersäure aus Luft, aber bei mäßig hohen Temperaturen, und liefern schon bei den kleinen Verhältnissen der angewandten Versuchseinrichtung ein Abgasgemisch mit 0,8 vH Stickoxyd.

Diese Versuche waren grundlegend für ein vom Verfasser ausgebildetes technisches Verfahren der Luftstickstoffverbrennung mittels Gasexplosion, über das vor kurzem Dobbelstein[1]) ausführlich berichtet hat.

Eine Großanlage, die nach diesem Verfahren arbeiten soll, ist als erste ihrer Art auf Zeche de Wendel bei Hamm in Westfalen zur Ausnutzung der Koksofengase im Bau.

Zusammenfassung.

1) Es wird eine neue Versuchsanordnung beschrieben, die eine fast plötzliche Abschreckung explodierender Gasmassen erlaubt und die sich deshalb allgemein zur Untersuchung endothermer Reaktionen bei explosionsartigen Verbrennungen eignet.

2) Die Versuche ergeben eine Abhängigkeit zwischen Bombengröße und Stickoxydausbeute in dem Sinne, daß mit wachsendem Bombenrauminhalt auch der Stickoxydgehalt wächst, und zwar werden Gehaltzzahlen nachgewiesen, die um über 100 vH über die nach der thermischen Theorie möglichen Stickoxydkonzentrationen hinausgehen.

3) Die Erklärung für diese Mehrausbeute wird in photochemischen Wirkungen in der explodierenden Gasmasse gesucht.

[1]) Glückauf 1912, Heft 8.

Die Kesselbekohlanlage der Zeche Zollern II der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G.[1])

Von Ing. A. Pietrkowski.

Die Erkenntnis, daß die Beförderung der Kohle vom Gewinnungsort zur Verbrauchstelle ein höchst unwirtschaftliches Verfahren ist, und daß es zweckmäßiger wäre, lediglich die in der Kohle steckende Energie zur Verbrauchstelle zu leiten, ist schon alt. Aber erst in jüngster Zeit ist es dank der Vervollkommung der elektrischen Hochspannungstechnik gelungen, diesen Grundsatz in großem Umfange in die Praxis zu übertragen. Allenthalben sehen wir nunmehr an den Kohlenschächten riesige elektrische Kraftwerke entstehen, die in weitem Umkreis die Gegend mit der aus der Kohle erzeugten Energie versorgen. Dieser Entwicklung, die sich offenbar erst in den Anfängen befindet und noch weite Ausblicke für die Zukunft eröffnet, verdankt auch das Kraftwerk der Zeche Zollern II seine Entstehung.

Die Dampferzeugungsanlage des Werkes besteht aus 18 Kesseln mit zusammen 5200 qm Heiz- und 1250 qm Ueberhitzerfläche; sie liefert überhitzten Dampf von 14 at. Vier weitere Kessel von je 312 qm Heizfläche werden augenblicklich eingebaut.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Lager- und Ladevorrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 35 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

Die Krafterzeugungsanlage umfaßt 3 Turbodynamos von 4000, 3500 und 2800 KW, die für die Fernleitung Drehstrom von 5000 V erzeugen, ferner zwei Sätze, je bestehend aus Tandemverbundmaschine und Gleichstromdynamo, die bei 525 V Spannung je 1100 KW liefern. Die ganze Anlage ist daher imstande, bei voller Ausnutzung 12 500 KW abzugeben. Diese Energiemenge dient nur zum kleinsten Teile zum Antriebe der Arbeitsmaschinen der Zeche, obwohl diese sämtlich, einschließlich der beiden Fördermaschinen, elektrisch betrieben werden. Der größte Teil versorgt eine ganze Anzahl andrer, im weiteren Umkreise liegender Zechen der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G. sowie benachbarte Gemeinden und die Stadt Dortmund mit Licht und Kraft. Das Verteilungsnetz hat daher einen größten Durchmesser von 12 km und weist eine Kabellänge von 65 km auf.

Zur Erzeugung der durchschnittlichen Tagesleistung müssen innerhalb 24 Stunden rd. 100 t Kohlen unter den Kesseln verbrannt werden. Die mechanische Beförderung dieser Kohlenmenge von der Wäsche bis vor die Kessel, die von J. Pohlig A.-G. in Köln ausgeführt wurde, soll nachstehend ausführlicher dargestellt werden, da sie ein bemerkenswertes Beispiel für die große Unabhängigkeit von der Bedienungsmannschaft bietet, die man mit den neuzeitlichen Fördervorrichtungen erzielen kann; eine Unabhängigkeit, die bei derartigen Kraftanlagen, auf deren ungestörten

Fig. 1 und 2. Aufriß und Grundriß der Bekohlanlage.

Maßstab 1 : 1000.

geführt werden, und dieser Umstand und der große Höhenunterschied von 6 m zwischen Belade- und Entladestelle ließen die Anlage einer Elektrohängebahn als zweckmäßigste Lösung für die Förderung erscheinen. Bei der Durcharbeitung des Entwurfes auf dieser Grundlage ergab sich noch der Vorteil, daß die Hängebahnstrecke ohne erhebliche Mehrkosten so geführt werden konnte, daß sie auch gleichzeitig das alte Kesselhaus mit Förderkohle von der Aufbereitung aus mit versorgen konnte. Um den Höhenunterschied zwischen Be- und Entladepunkt zu überwinden, wäre das Nächstliegende gewesen, die Elektrohängebahn mit Windenwagen auszurüsten. Diese Ausführung wurde jedoch nicht gewählt, da die Tragkonstruktion der Gleisstrecke infolge des größeren Gewichtes der Windenwagen hätte schwerer ausfallen müssen, um so mehr, als auch wegen der größeren Baulänge der Windenwagen die Fahrbahn hätte höher gelegt werden müssen. Die Wagen wurden daher nur mit elektrisch betriebenen Laufwerken ausgerüstet und mit Kübeln für Bodenentleerung versehen. An den Beladestellen wurden Aufzüge eingebaut, s. Fig. 3 und 4, die die Wagen von den Bunkertrichtern auf die Höhe des Gleises heben, das in Höhe der Entladepunkte verläuft. Am unteren Ende des Aufzuges schließt vorläufig nur ein kurzes Gleisstück an, durch das man die Wagen auch von den Bunkern der Wäsche beladen kann, die seitlich neben dem Aufzuge liegen. Dieses Gleis kann in Zukunft in das Innere des Wäschegebäudes beliebig

Fig. 3. Schnitt a-b.

Maßstab 1 : 250.

Betrieb so weite Bezirke angewiesen sind, geradezu als eine Lebensfrage bezeichnet werden muß.

Die örtlichen Bedingungen, denen die Förderanlage genügen mußte, sind aus Fig. 1 und 2 leicht zu erkennen. Es handelte sich in erster Linie darum, Kohle aus den Türmen für Nuß III und IV der Wäsche in den Bunker des neuen Kesselhauses zu schaffen. Die Entfernung zwischen den beiden Punkten beträgt in der Luftlinie etwa 160 m; dieser kürzeste Weg kam aber für die Führung der Förderstrecke nicht in Betracht, da verschiedene Gebäude dazwischen liegen. Sie mußte im Gegenteil in mehreren Windungen zwischen den Gebäuden hindurch-

Fig. 4. Schnitt c-d.

Maßstab 1 : 250.

hineingeführt werden, so daß ohne besondere Bedienung auch Kokskohlen nach den Bunkern der Kesselhäuser befördert werden können.

Rücksichten auf die Unabhängigkeit des Kraftwerkbetriebes von der Förderung der Zeche waren auch für die Gestaltung des Aufzuges an der Wäsche maßgebend. Er wurde so tief hinuntergeführt, daß die Hängebahnwagen bis in die Eisenbahnwagen hinuntergesenkt werden können, die sich auf dem an der Wäsche vorbeiführenden Gleis befinden. Im Falle eines Stilliegens der Zeche durch Streik oder Naturereignisse ist man dadurch in der Lage, die mit der Eisenbahn von andern Orten herangeschaffte Kohle in bequemster Weise in die Hängebahnwagen zu laden und die Versorgung der Kraftanlage aufrecht zu erhalten.

Fig. 5. Ueberbrückung des Zechenplatzes.

Die Hängebahnanlage beschreibt eine in sich geschlossene Schleife; von der Beladestelle an der Wäsche läuft sie zunächst am Gebäude der Wäsche entlang, überschreitet dann auf Brücken von rd. 25 m Spannweite den Zechenplatz, führt darauf zwischen dem Maschinenhaus und der alten Kesselhausanlage hindurch, umfährt den Schornstein der alten Kesselanlage und läuft schließlich über den Bunker der neuen Kesselanlage, hinter der sich die Umkehrstelle befindet. Der Rückweg verläuft in der Hauptsache parallel zum Hinweg, nur am Schornstein des alten Kesselhauses ist das Gleis an der andern Seite vorbeigeführt, und am Wäschegebäude läuft das Gleis zunächst um das ganze Gebäude sowie an der daneben befindlichen Aufbereitung entlang, wo sich die zweite Beladestelle befindet. Die Hängeschienen sind an den Mauern des Gebäudes der Wäsche und am Schornstein durch schmiedeiserne Ausleger befestigt; ein Beispiel dafür, in wie bequemer Weise die Elektrohängebahn sich den schwierigsten örtlichen Verhältnissen anpassen läßt. Die Brücken über den Zechenplatz, Fig. 5, deren wichtigste Querschnitte in Fig. 6 bis 8 dargestellt sind, liegen so hoch, daß der Verkehr auf der darunter hindurch gehenden Kokskohlenbrücke unbehindert stattfinden kann. Schutznetze sind nur über dieser Brücke vorgesehen; sie haben lediglich den Zweck, herabfallende Kohlenstücke aufzunehmen. Die Hängebahnwagen selbst sind bei etwaigem Entgleisen durch besondere Fangvorrichtungen vor dem Herabfallen unbedingt geschützt. Im neuen Kesselhause sind die Schienen der Hängebahn durch Hängarme unmittelbar am Dach befestigt, Fig. 9; eine besondere Tragkonstruktion für das Gleis ist daher nicht nötig. Der geringe Abstand der beiden Schienenstränge voneinander über dem Bunker, der durch dessen Abmessungen bedingt ist, hat leider nicht zugelassen, die Umkehrschleife gerade über dem Kesselhaus anzuordnen; vielmehr mußte die Strecke zu dem Zweck ein kurzes Stück über das Kesselhaus verlängert werden.

Das Fördergut wird aus den Wäschetürmen für Nuß III und IV durch Schurren mit senkrechten Schiebern entnommen. Um die Türme möglichst vollkommen entleeren zu können, legte man die Entnahmestelle so tief wie angängig, doch konnte die Entnahme nicht unmittelbar am Boden der Türme erfolgen, da unmittelbar am Wäschegebäude ein Eisenbahngleis vorbeiführt, dessen lichter Raum berücksichtigt werden mußte. Die beiden Aufzüge an der Wäsche und an der Aufbereitung werden durch Gleichstrom von 500 V betrieben, während zum Betriebe der Elektrohängebahn Gleichstrom von 110 V dient. Zum Beladen werden die Hängebahnwagen durch die Aufzüge bis zu den Auslauföffnungen der Türme herabgelassen und durch die Schurre beladen. Die tote Last des Aufzuges ist durch Gegengewichte ausgeglichen, so daß nur die reine Nutzlast zu heben ist; die Antriebmotoren der Aufzüge brauchten daher nur eine Stärke von 5 PS zu erhalten. Die Aufzüge sind mit einer Aufsetzvorrichtung ausgerüstet, die die genaue Lage des senkbaren Schienenstückes in der untersten und in der obersten Stellung sichert. Die Aufsetzvorrichtung ist dermaßen mit dem Steuerhebel für den Aufzugmotor verbunden, daß nur gesenkt oder gehoben werden kann, wenn vorher die Aufsetzvorrichtung entsprechend eingestellt ist. Ferner befindet sich an jedem Aufzuge eine Sicherungsvorrichtung, die den eingefahrenen Wagen während des Hebe- und Senkvorganges in seiner Stellung festhält. Das Arbeiten der Sicherungsvorrichtung wird elektrisch in der Weise überwacht, daß eine Signallampe am Führerstand zu ebener Erde aufleuchtet, sobald der Wagen ordnungsgemäß gesichert ist. Die Fahrstrecke ist so blockiert, daß sich zwischen zwei aufeinanderfolgenden Wagen immer eine stromlose Strecke bebefindet. Der über

Fig. 6 bis 8.

Querschnitte der Hängebahnstrecke über den Zechenplatz.

Maßstab 1 : 300.

Schnitt e-f. Schnitt g-h. Schnitt i-k.

dem beweglichen Gleisstück der Aufzüge liegende Teil der Fahrleitung ist von der übrigen Fahrleitung isoliert, und der Strom kann ihm durch einen am Führerstand angeordneten Schalter zugeführt werden.

Um den Arbeitsvorgang beim Betriebe der Bahn zu be-

Fig. 9.
Schnitt l-m durch das neue Kesselhaus.
Maßstab 1 : 300.

schreiben, wollen wir zunächst annehmen, daß sich ein leerer Wagen im Aufzug an der Wäsche befindet, Fig. 10, der in seiner höchsten Stellung steht. Das Fahrleitungsstück in diesem Aufzug sei stromlos, während das entsprechende Fahrleitungsstück des Aufzuges an der Aufbereitung eingeschaltet ist. Am Führerstand des Aufzuges wird jetzt durch einen Steuerhebel der Selbstanlasser des Aufzugmotors auf Senken gestellt. Hierdurch wird gleichzeitig die Aufsetzvorrichtung des Aufzuges zurückgezogen, und der Aufzug senkt sich bis in die unterste Stellung, wo die Aufsetzvorrichtung selbsttätig wieder einfällt. Ebenso wird die Senkbewegung selbsttätig abgestellt, einmal durch Betätigung des Wendeanlassers durch die Bewegung des Fahrstuhlkorbes, außerdem durch einen mechanisch betätigten Endausschalter. Beim Senken des Wagens wird im letzten Augenblick die vorher hochgeklappte Schurre niederbewegt, so daß durch Oeffnen des Schiebers der Kübel ohne weiteres beladen werden kann. Um zu heben, stellt man dann durch den erwähnten Steuerhebel den Selbstanlasser des Aufzugmotors in die Hubstellung; zu Beginn des Hubvorganges wird die Beladeschurre wieder hochgeklappt. In der oberen höchsten Stellung wird der Aufzug ebenso wie am unteren Ende auf zweifache Weise stillgesetzt, und gleichzeitig legt sich die Aufsetzvorrichtung selbsttätig ein, wodurch die genaue Stellung des beweglichen Gleisstückes gegenüber dem festen Gleis gesichert wird. Sobald man nunmehr durch den Zugschalter dem Leitungsstück über dem Fahrstuhlgleis Strom gibt, tritt der Wagen seine Rundfahrt über die Gleisschleife an.

Der Wagen wird bei dem vorliegenden Beispiel, da es sich um Nußkohle handelt, die nur in dem mit selbsttätiger Rostbeschickung ausgestatteten neuen Kesselhause gebraucht wird, über dessen Bunker dadurch entleert, daß seine Bodenklappen durch Anschlag an einen Entladefrosch geöffnet werden. Der Entladefrosch ist fahrbar angeordnet und kann von der Kesselhaussohle aus durch eine kleine Handwinde mittels Zugseiles beliebig verstellt werden, so daß man das Gut über die ganze Länge des Bunkers verteilen kann.

Wenn die Wagen mit Hülfe des zweiten Aufzuges, Fig. 11, der genau dem beschriebenen gleicht, an der Aufbereitung mit Förderkohle beladen werden, so werden sie in den Bunker des alten Kesselhauses entleert. Der Entladefrosch dieses Bunkers ist fest angeordnet, da sich infolge der geringen Längenausdehnung des Bunkers eine Verteilung des Gutes erübrigt; er kann jedoch ebenso wie der Entladefrosch im neuen Kesselhausbunker beiseite geklappt werden, falls die Wagen, ohne sich zu entleeren, an dieser Stelle durchfahren sollen.

Aus dem Bunker des neuen Kesselhauses wird die Kohle in die Rostbeschicktrichter durch Rohre geleitet, in die Meßvorrichtungen eingebaut sind. Um die Zugänglichkeit der Siederohre der Kessel nicht zu beeinträchtigen, hat man die Rohre aufziehbar angeordnet. Aus dem Bunker des alten Kesselhauses wird die Kohle in Handwagen abgezapft und mit diesen vor die Feuerungen gefahren.

Es wurde bereits erwähnt, daß am unteren Ende des Aufzuges an der Wäsche ein Hängebahngleis anschließt, auf dem die gesenkten Wagen weiterfahren können, um von den nebenliegenden Türmen beladen zu werden. Da sich hierbei

Fig. 10. **Anordnung der Strecke an der Kohlenwäsche.**

die Fahrtrichtung des Wagens ändert, sind die Wagen mit einem Umkehrschalter ausgerüstet, der nach dem Senken des Aufzuges durch Fernsteuerung betätigt wird. Auf der Weiterfahrt zur nächsten Beladestelle wird der Schalter durch Anschlag selbsttätig wieder umgelegt, so daß der Wagen nach dem Beladen, sobald man der Blockstrecke, auf der er sich befindet, Strom gibt, wieder nach dem Aufzug zu abfährt.

Wenn die Wagen am Aufzug der Aufbereitung mit Förderkohle beladen werden sollen, so muß sich natürlich der

Fig. 11.

Aufzug an der Aufbereitung.

Aufzug an der Wäsche in höchster Stellung befinden und das Fahrleitungsstück innerhalb dieses Aufzuges unter Strom stehen, damit die Wagen bei ihrer Rundfahrt glatt hindurchfahren können. An der Aufbereitung geht das Beladen mittels aufklappbarer Schurre in genau derselben Weise vor sich wie an der Wäsche. Dem Bunker, aus dem dort die Hängebahnwagen beladen werden, wird die Kohle durch die Förderwagen zugeführt, die mittels Kreiselwippers in den Bunker entleert werden.

Die Elektrohängebahn-Wagen, Fig. 12, bestehen aus dem Laufwerk, dem Gehänge und dem Kübel. Das Laufwerk hat zwei Laufräder aus Stahl, an die seitlich Zahnkränze angeschraubt sind, in welche das Ritzel des Antriebmotors eingreift; es ist dies also eine einfache Zahnradübersetzung.

Der Antriebmotor ist als Flanschmotor in einer Sonderausführung für Elektrohängebahnen ausgebildet und an eines der Seitenschilder des Laufwerkes angeschraubt.

Zum Verkürzen des Nachlaufweges des Wagens nach Ausschaltung des Stromes ist in das Laufwerk eine besondere Bremse eingebaut, die unmittelbar auf die Motorwelle wirkt, derart, daß nach Abschalten des Motorstromes die Bremse einfällt. Ein Bügel entnimmt den Strom einer längs der Bahn über der Schiene gespannten Kupferleitung. Zur Rückleitung des Stromes dienen die Hängebahnschienen. Der Kübel ist, wie bereits erwähnt, als Bodenentleerer durchgebildet, wodurch ein rasches und sicheres Entladen gewährleistet ist.

Fig. 12.

Elektrohängebahn-Wagen Bauart Pohlig.

Maßstab 1 : 40.

Die zurzeit erforderliche Förderleistung von rd. 17 t/st wird von nur zwei Hängebahnwagen bewältigt. Durch Einstellen weiterer Wagen läßt sich die Leistung auf 35 t vergrößern, was bereits für die nächste Zeit nach Fertigstellung der im Bau befindlichen vier Kessel in Frage kommen wird.

Die gesamte Bedienung der Elektrohängebahn besorgt ein Mann, der das Beladen der Wagen an den Aufzügen und die nötigen Schaltungen vornimmt. Die Betriebskosten der ganzen Anlage sind, da der Stromverbrauch verhältnismäßig gering ist, sehr niedrig, und die Anlage hat in ihrer bisherigen Betriebszeit trotz der unvollkommenen Belastung den Beweis ihrer Wirtschaftlichkeit bereits erbracht. Infolge der bevorstehenden stärkeren Inanspruchnahme wird sich die Wirtschaftlichkeit in Zukunft noch günstiger stellen.

Zusammenfassung.

Es wird eine von J. Pohlig A.-G. in Köln erbaute Elektrohängebahn beschrieben, die das elektrische Kraftwerk der Zeche Zollern II der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G. von der Wäsche oder der Aufbereitung der Zeche aus mit Kohle versorgt. Die Anlage besteht aus einer in sich geschlossenen Gleisschleife, die in der Höhe der Kesselhausbunker liegt, und auf der die für Bodenentleerung eingerichteten Hängebahnwagen verkehren. Die Wagen werden entweder an der Wäsche mit Nußkohle oder an der Aufbereitung mit Förderkohle beladen; zu diesem Zwecke werden sie durch an den beiden Stellen fest eingebaute Aufzüge bis zu dem 6 m unterhalb des Gleises liegenden Beladeöffnungen gesenkt. Der Wagenverkehr auf der freien Strecke sowie an den Aufzügen ist durch ein elektrisches Blocksystem gesichert. Die Anlage ist für eine Leistung von 35 t/st gebaut und erfordert zu ihrer Bedienung nur einen Mann.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 4. Juni 1912.

Ostpreußischer Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Mai 1912.

Vorsitzender und Schriftführer: Hr. Leck.

Anwesend 9 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Speiser spricht über den Bau des Panama-Kanales[1]).

Sitzung vom 21. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Bieske. Schriftführer: Hr. Leck.

Anwesend 6 Mitglieder.

Die Versammlung berät die Vorlagen für die Hauptversammlung.

[1]) Vergl. Z. 1909 S. 162 u. f.

Eingegangen 3. Juni 1912.

Siegener Bezirksverein.

Sitzung vom 1. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Ullrich. Schriftführer: Hr. Bach.

Anwesend 21 Mitglieder und 30 Gäste.

Hr. Bach berichtet über die Frage des weiteren Ausbaues der Technischen Hochschulen.

Hr. Ufermann schildert eine Ferienreise nach Ceylon und Indien.

Am 6. Mai 1912 wurden im Bioskoptheater von Hrn. Direktor Merbitz kinematographische Bilder aus dem Gebiete der Elektrotechnik vorgeführt.

Eingegangen 3. Juni 1912.

Chemnitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 1. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Ruppert. Schriftführer: Hr. Weißbach.

Anwesend etwa 40 Mitglieder und 6 Gäste.

Hr. Ingenieur Siebmanns aus Dresden (Gast) spricht über Verladeeinrichtungen.

Eingegangen 4. Juni 1912.

Ruhr-Bezirksverein.

Sitzung vom 24. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Mathée. Schriftführer: Hr. Seydel.

Anwesend 41 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Dipl.-Ing. Ernst Preger aus Frankfurt a. M. (Gast) spricht über den Hydropulsor, eine neue Wasserfördermaschine[1].

Eingegangen 29. April und 13. Mai 1912.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 18. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Schulte.

Anwesend 50 Mitglieder und Gäste.

Hr. Roser berichtet über den Entwurf der Normal-Unfallverhütungsvorschriften.

Hr. Oberingenieur Hinze aus Berlin (Gast) spricht über

ununterbrochen arbeitende und schnellfördernde Fördereinrichtungen.

Die Bandförderer bestehen aus zwei Trommeln, um welche ein endloses Band, ein Gurt oder Riemen, gezogen ist, der sowohl auf der oberen wie auf der unteren Seite durch Stützrollen getragen wird. Schüttgut, welches man an einem Ende diesem Bandförderer zuführt, wird nach dem entgegengesetzten Ende mitgenommen und hier abgeworfen. Es ist auch möglich, daß man Material während der Förderstrecke abwirft, und hierfür bediente man sich einer ziemlich einfachen Konstruktion, indem man unter einem Winkel von etwa 45°, zur Förderrichtung gemessen, einen Abstreicher anordnete, so daß das Material hier von dem Förderband abgeworfen wurde.

Schon die Aegypter bedienten sich dieser Einrichtungen für die Bewegung ihrer frisch geformten Ziegelsteine, indem sie den Gurt mit der Hand in Bewegung setzten und über einen geraden Tisch schleifen ließen, so daß sie die Steine erschütterungsfrei von einem Ort zum andern bringen konnten. In unsern ältesten Mühlen finden sich diese Einrichtungen für die Bewegung von Getreide, und da man hier meistens noch die ersten Bauarten antrifft, so kann man schließen, daß man in derartigen Betrieben von vornherein im großen und ganzen mit dieser Fördereinrichtung zufrieden gewesen ist.

Bei dem wirtschaftlichen Aufschwunge unserer Industrie seit einigen Jahrzehnten sahen sich viele der Werke genötigt, die bis dahin durch Handarbeit ausgeführte Beförderung von Massengütern durch Maschinen zu bewerkstelligen, weil die zu bewegenden Massen immer größer wurden. Man versuchte, die im Mühlenbetriebe bewährten Bandförderer auch für die Bewegung von schweren Massengütern nutzbar zu machen. Dieser Versuch ist zu Anfang nicht von den besten Erfolgen gekrönt gewesen: denn der damals bekannte und fast ohne Ausnahme angewandte Hanfgurt war dem schweren Schüttgut nicht gewachsen. Die scharfen Kanten dieses Schwergutes durchschnitten besonders bei der Aufgabe die einzelnen Fasern des Gewebes, so daß der Gurt schon in kurzer Zeit unbrauchbar wurde. Man ging deshalb dazu über, diesen Gurt durch eiserne Bänder zu ersetzen, und kam schließlich zu dem eisernen Förderbande, welches heute noch fast in jedem Werke des westfälischen Bezirkes zu finden ist.

Ferner bediente man sich der Kratzerförderer, der Schüttelrinnen und Förderschnecken. Alle diese Einrichtungen verbürgten auf kürzere Förderstrecken zwar einen vollständig ununterbrochenen Betrieb, und es konnten viel Hülfsarbeiter gespart werden. Infolge des schweren Eigengewichtes konnte man aber diesen Einrichtungen eine größere oder auch nur mittlere Fördergeschwindigkeit nicht geben, weil sonst der Verschleiß zu groß wurde. Für die Beförderung von Massengütern über mittlere und größere Förderstrecken waren sie außerdem nicht anwendbar, und man sah sich deshalb genötigt, für diese Zwecke Seil- und Kettenbahnen oder Hängebahnen zu beschaffen. Diese Mittel boten zwar eine schnelle Förderung, aber es war ein ununterbrochener Betrieb mit ihnen nicht zu erreichen; ferner sind in fast allen Fällen Hülfsarbeiter für das Füllen oder für das Entleeren der Wagen nötig. Einzelne Betriebe, wie z. B. Bagger, konnten sich dieser beiden Einrichtungen nicht bedienen; denn bei den Baggern kam es darauf an, einen leicht beweglichen Förderer von hoher Leistungsfähigkeit zu erhalten. Wollte man hier so schwere Fördereinrichtungen verwenden, so hätte man die Baggerschiffe vergrößern müssen. Man zog es deshalb vor, in diesen Betrieben die Bandförderung trotz dieser Mängel beizubehalten, zumal man eine große Förderleistung damit erreichte, was ja bei den Baggern die Hauptsache war. Es stellte sich nun hier aber u. a. auch der Uebelstand heraus, daß das gebaggerte, schlammige und oft auch fließende Gut vom Gurt abfloß und sich so die Leistung verringerte. Deshalb drehte man die einzelnen Tragrollen in Muldenform als sogenannte Hohlrollen aus. Das hatte den Vorteil, daß die Schlammasse nicht mehr abfloß und die Leistung des Bandes ganz bedeutend gesteigert wurde, und man konnte schließlich dazu übergehen, statt der bis dahin verwandten Gurte aus reinem Gewebe Gurte mit Gummidecke zu verwenden, welche Vorteile bei dem feuchten Material boten, aber teurer waren. Da man durch die Muldenrollen die Leistung steigerte, konnte man sich mit schmaleren Gurten begnügen, wodurch das Eigengewicht des Förderes verringert wurde. Man stellte allerdings im Betrieb einen ziemlich starken Verschleiß der Gurte fest, die in verhältnismäßig kurzen Zeiten erneuert werden mußten.

Der Verschleiß rührte in erster Linie daher, daß die Hohlrolle nach den Seiten zu einen größeren Durchmesser hatte als in der Mitte, so daß die Umfangsgeschwindigkeit an den einzelnen Stellen der Rolle verschieden war. Hierdurch mußte ein fortwährendes Schleifen und Abwetzen der Gummidecke eintreten.

In Amerika waren wegen der Konzentration einzelner Werke zu größeren Unternehmen größere Mengen als bei uns zu befördern; so war man auch früher als bei uns gezwungen, sich nach geeigneten Fördermitteln umzusehen. Die Seil- und Kettenbahnen, welche bei uns sehr gute Dienste verrichteten, verwendete man in Amerika nicht in demselben Maße, weil die dortigen Seilbahnfirmen mit den deutschen nicht Schritt gehalten hatten. Man versuchte es wieder mit dem Bandförderer, den man auch bei größeren Förderstrecken benutzen konnte und mit dem man ununterbrochen und schnell große Mengen bewältigen konnte.

Unter den Sonderfirmen, die sich in Amerika hauptsächlich mit der Fabrikation dieser Fördereinrichtungen beschäftigten, war es in erster Linie die Robins-Conveying-Belt Company, welche sich durch ihre andauernden und eingehenden Versuche und Konstruktionsverbesserungen ein großes Verdienst erwarb. Dieses Werk erkannte bald, daß der Gurtverschleiß nur auf die Rollenbauart zurückzuführen war, und ersetzte diese Rollen durch zylindrische, von denen die mittlere wagerecht liegt, während die seitlichen unter einem Winkel von 15 bis 25° schräg liegen[1]. Den Uebelstand des Abstreifens, das gleichfalls Reibung am Gurte verursachte, beseitigte die Gesellschaft dadurch, daß sie statt des Abstreichers einen Abwurfwagen verwandte, bei welchem der Gurt in S-Form um zwei Trommeln geschlungen ist.

Ein sehr wichtiger Punkt war ferner die Reinigung des Gurtes an der Abwurfstelle durch eine geeignete Bürstenvorrichtung, die nach der Bauart der Straßenkehrmaschine angeordnet wurde. Diese Reinigung mußte vorgenommen werden, damit sich kein Gut an den unteren Tragrollen ansetzt, wodurch der Gurt schief laufen würde. Besondere Aufmerksamkeit widmete man ferner der Aufgabeschurre und baute sie so, daß das Material möglichst in der Förderrichtung auf den Gurt aufgegeben wurde.

Als Gummifachmann widmete Thomas Robins sich besonders der Herstellung eines außerordentlich guten Gummigurtes, und es gelang ihm, mittels eines feinfaserigen Baumwollgewebes und eines sehr guten Gummis einen sehr haltbaren Gurt herzustellen.

Der Redner bespricht verschiedene von der Maschinenfabrik Muth-Schmidt, G. m. b. H. in Berlin-Lichtenberg, der Lizenznehmerin der Robinsschen Konstruktionen, aufgestellte Robins-Gurtförderer für Kohlen, Erze, Sand, Zement, Steine, Salz, Rüben u. a., ferner eine Anlage auf dem Kreuzer »Blücher« für die Beförderung von 28 cm Granaten. Es sind dort 5 Förderer eingebaut, die durch Umschalten des Motors imstande sind, die an Deck gebrachten Granaten wie-

[1] Vergl. Z. 1911 S. 267, 408, 1384.

[1] s. Z. 1906 S. 1346.

der rückwärts zu befördern, während bei den bisher verwendeten Aufzügen die zum Exerzieren benutzten Granaten durch Taue wieder in die Munitionskammern herabgelassen werden mußten.

In einer Koksanstalt, die früher die Kohle mit Kratzerförderern bewegte und diese jetzt durch Robins-Gurtförderer ersetzt hat, betrugen bei einem Förderer von 14 m Länge

	beim Kratzer	beim Gurt
die Anschaffungskosten	7400 *M*	4250 *M*
der Kraftverbrauch	25 PS	3 PS
die Jahreskosten für Schmierung	61 *M*	17 *M*
» » » elektrische Kraft	6140 »	735 »
» » » Ausbesserungen	870 »	125 »
so daß sich die Betriebskosten stellten auf	7071 *M*	877 *M*

Das ergibt ein Betriebskostenverhältnis von 8 : 1.

Bei breiteren Gurten und größeren Förderleistungen, besonders bei schwerem Material, liegt der Gurt an den Ecken, wo die beiden schräg stehenden Rollen des Dreirollensystems zusammenstoßen, nicht auf und hängt hier frei. Das verursacht aber eine größere Beanspruchung des Gurtes; man ist daher bei so beiten Gurten zu Systemen mit 5 und 7 Rollen übergegangen. Der Redner bespricht die Ergebnisse eines Verschleißversuches mit einzelnen Gurtarten und Eisenstücken. Die Gurte, wie Balata-, Baumwoll-, Hanf- und Gummigurte, sowie Guß- und Schmiedeisen wurden auf einem Brette befestigt und einem Sandstrahlgebläse ausgesetzt. Der Gummigurt wies fast dieselbe Haltbarkeit wie das Eisenstück auf.

Schließlich werden zahlreiche Anlagen mit Gurtförderern[1]) und Becherwerken besprochen.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 343.

Bücherschau.

Lehrbuch der Eisen- und Stahlgießerei für den Gebrauch beim Unterricht, beim Selbststudium und in der Praxis, bearbeitet von Bernhard Osann, Professor an der Königl. Bergakademie in Clausthal. 500 S. gr. 8° mit 5 Taf. und 526 Fig. im Text. Leipzig 1912, Wilhelm Engelmann. Preis geb. 16,50 *M*.

Wie der Verfasser im Vorworte sagt, ist das Buch in der Absicht verfaßt, die heranwachsende Jugend in das Gießereiwesen einzuführen und den Männern der Praxis Rat, Anleitung und Anregung zu geben, und er dürfte, das sei gleich im voraus bemerkt, seine Absicht, soweit das bei einem Gebiete, das wegen seiner Vielseitigkeit und Eigenart zum vollständigen Beherrschen mehr als manches andre einer langen Praxis bedarf, überhaupt möglich ist, erreicht haben.

Nach einer geschichtlichen Einführung bringen die einleitenden Kapitel eine Statistik der deutschen Gußwarenerzeugung sowie eine Uebersicht über die technisch verwertbaren Eisensorten und ihre Erzeugungsarten, woran sich eine Besprechung der Rohstoffe, soweit sie für die Eisengießerei in Frage kommen, anschließt. Es werden sodann die verschiedenen Ofenarten und die Gesichtspunkte behandelt, nach denen sie zu berechnen sind. Der Praxis entnommene Beispiele unterstützen hier, wie auch in den andern Abschnitten des Buches, die Ausführungen und dürften manchem Fachgenossen, besonders aber dem Anfänger, durch die auf neueste Erfahrungen gestützten Zahlenangaben willkommene Hülfe leisten. Ich sehe besonders in diesen die einzelnen Sonderfälle beachtenden Rechnungsbeispielen, die überall, wo es nötig ist, beigefügt sind, einen Hauptwert des Buches. Sämtliche Zahlenangaben entsprechen in der Praxis erprobten Verhältnissen und sind für ähnliche Fälle ohne weiteres anwendbar.

Darauf werden die Gesichtspunkte beim Gattieren behandelt, wobei die Einflüsse der Einzelbestandteile der Gattierung auf das Gesamterzeugnis eingehend besprochen und zweckmäßige Gattierungen für die Haupterzeugnisse der Gießerei angegeben sind. Im Anschluß hieran bespricht der Verfasser die Seigerererscheinungen, Gasausscheidungen sowie Schwindung und Ausdehnung an Hand der neuesten Versuche und gibt die Mittel an, um unangenehme Folgen dieser Erscheinungen zu vermeiden. Es folgt ein Abschnitt über die Prüfung des Gußeisens, dem sich in mehreren Abschnitten eine ausführliche Beschreibung der Verfahren zur Herstellung der Gußform anschließt, das durch zahlreiche bezeichnende Beispiele erläutert wird und auch eine Uebersicht über die Hauptbauarten der Formmaschinen enthält. Es darf als glücklicher Griff bezeichnet werden, daß der Verfasser sich mit Erfolg bemüht hat, hier möglichst schematisch die wesentlichen Teile der einzelnen Maschinengattungen wiederzugeben; sie haften so besser im Gedächtnis und erleichtern die Uebersicht. Der Röhrengießerei ist ein besonderer Abschnitt gewidmet, ebenso dem Hartguß und dem Zubehör der Formerei: die Vorbereitung der Form für das Gießen, den Formkasten, Trockenvorrichtungen, dem Formmaterial, ferner der Aufbereitung der Gießereirückstände und den Gießpfannen. Ausführlich behandelt und mit Beispielen reichlich bedacht sind Stahlformguß und Temperguß. Die Kapitel: Putzen, Verbesserungsarbeiten an zu Bruch gegangenen Eisen- und Stahlgußstücken, Hebe- und Transportvorrichtungen, Anlage von Gießereien, geben wertvolle Fingerzeige und Anregungen. In Kürze ist auch auf die Kalkulation eingegangen, und den Schluß des Buches bildet eine sich durch Klarheit auszeichnende Abhandlung über das schwierige Gebiet der Metallographie des Roheisens.

Die beschriebene Vielseitigkeit des Inhaltes ließ sich naturgemäß nur durch äußerste Beschränkung in der Darstellung erreichen. Eine ausführliche Angabe der einschlägigen Literatur ermöglicht jedem, der sich über Einzelheiten unterrichten will, die betreffenden Quellen mühelos aufzufinden. Ein eingehendes Sachverzeichnis gestattet eine bequeme Benutzung des Buches auch als Nachschlagewerk. Der Stil ist leicht faßlich und angenehm zu lesen.

Wenn man vielleicht für spätere Auflagen des Werkes einen Wunsch äußern sollte, so wäre es der, daß an Stelle der alten aus Ledeburs Handbuch entnommenen Figuren neuere bessere aufgenommen werden möchten, die dem heutigen Stande der Reproduktionstechnik mehr entsprechen; dasselbe gilt von einigen Katalogbildern von Formmaschinen.

Alles in allem ist die von großem Fleiß und Sachkenntnis zeugende Arbeit als wertvoller Beitrag zur neuzeitlichen Gießereiliteratur zu begrüßen und kann jedem, der sich für die Fortschritte des Gießereiwesens in den letzten 10 Jahren interessiert, warm empfohlen werden. Besonders ein Vergleich mit dem klassischen Ledeburschen Buche läßt diese Entwicklung deutlich erkennen.

Stettin. Lohse.

Gleitgeschwindigkeit und Widerstand von Schleppkähnen. Nach Versuchen auf dem Rheinstrom. Von Dr.-Ing. W. Asthöver. Im Selbstverlage des Verfassers, Dortmund, Friedenstr. 25. 20 S. Folio mit 4 Fig. und 8 Taf. Preis 3 *M*.

Der Verfasser hat die Gleitgeschwindigkeit »auf sich fahrender« Kähne durch Versuche in natürlicher Größe auf dem Rhein ermittelt und vergleicht sie mit den Rechnungsergebnissen, indem er den Schiffswiderstand zum Teil nach der von ihm für die vorliegenden Verhältnisse etwas abgeänderten Riehnschen Formel bestimmt, zum Teil auch für einige Schiffe aus besondern Schleppversuchen festgestellt hat. Der besondere Wert der Arbeit liegt darin, daß die Versuche in natürlicher Größe angestellt sind und daher die Fehler der Uebertragung fortfallen. Anderseits liegt aber auch gerade darin wieder ihre Schwäche, da alle Versuche in der Natur sich in der planmäßigen Auswahl der Versuchsgegenstände, ihrer Anzahl und in der Genauigkeit der Messungen größere Beschränkungen auferlegen müssen, wenn nicht die Kosten der Versuche ins Ungemessene wachsen sollen. Aus diesem Grunde erscheinen auch manche Schlüsse durch die verhältnismäßig geringe Zahl der Versuche mit Schiffen, deren Abmessungen und Tiefgang zum Teil nicht übereinstimmte, nicht genügend begründet; hierzu gehört auch der Vorschlag zur Abänderung der Riehnschen Formel.

Mit Recht wendet sich der Verfasser gegen den Vorschlag einiger Fachleute, die Schleppleistung unter Zugrundelegung einer relativen Geschwindigkeit zu ermitteln, welche sich aus Ufergeschwindigkeit + Stromgeschwindigkeit + Gleitgeschwindigkeit zusammensetzt; die von ihm selbst angegebene Formel dürfte aber nicht die Maschinenleistung, sondern die Nutzleistung der Schraube oder des Rades darstellen, da in dem Falle, wenn die Kraft des Schleppers gerade der Schwerkraftkomponente des ganzen Schleppzuges gleich ist, wohl die Nutzleistung der Schraube oder des Rades (mit einem Slip = 100 vH) = 0 ist, nicht aber die Maschinenleistung. Die gleiche Ungenauigkeit, die wohl nur im Ausdruck liegt, kehrt in Abschnitt III bei der Berechnung der Maschinenleistung eines Schleppers wieder. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage, welcher einfach zu 49½ vH angegeben ist, ist in hohem Grade vom Slip abhängig und daher für die Bergfahrt ein andrer als für die Talfahrt; auch mit der Größe des Schleppzuges ändert er sich. Die Berechnung der erforderlichen Maschinenstärke, sowie der Vergleich der Rechnung mit der Maschinenleistung ausgeführter Schleppdampfer wird daher weniger einfach, als es nach dem vorliegenden Buche den Anschein hat. Unter dem gleichen Gesichtspunkte sind die Ausführungen über die wirtschaftlichste Schleppgeschwindigkeit zu betrachten; auch diese ist für die Berg- und Talfahrt verschieden und ändert sich außerdem mit dem unter verschiedenen Verhältnissen wechselnden Gesamtwirkungsgrade der Propeller- und Maschinenanlage. Wenn der Verfasser schließlich noch eine Lanze einlegt für eine gerechtere Bemessung des Schlepplohnes nach der wirklichen Schleppleistung für jedes Schiff anstatt nach der Ladung, so kann man ihm nur zustimmen. Die bisher übliche und auch für die neuen Kanäle vorgesehene Art der Erhebung des Schlepplohnes bevorzugt die völligen, schwer schleppenden Kähne und wird mit der Zeit einen Kahntyp schaffen, der für den Schleppbetrieb nicht wirtschaftlich ist. Man sollte doch glauben, daß es wohl möglich ist, jedes Schiff nicht allein auf seine Ladefähigkeit, sondern auch auf seine Schleppfähigkeit zu eichen und danach den Schlepplohn zu bemessen.

Im ganzen bringt die Schrift manche wertvolle Anregung für die Beurteilung der Treib- und Schleppgeschwindigkeit auf unsern Flüssen. Krey.

Handbuch der Architektur. III. Teil, II. Bd., IV. Heft: Dachstuhlkonstruktionen. Von Geh. Baurat Prof. Dr.-Ing. Theodor Landsberg. Mit Einleitung über Dächer und Dachformen von Geh. Baurat Prof. Dr.-Ing. Schmitt-Darmstadt. 3. Aufl. 388 Seiten. Mit 871 in den Text eingedruckten Abbildungen sowie 2 Tafeln. Leipzig 1911, J. M. Gebhardts Verlag. Preis 21 ℳ.

Der in der Fachwelt hoch angesehene Verfasser beklagt mit Recht die Art des Entwerfens, namentlich hölzerner Dachkonstruktionen, nach vorhandenen Mustern. Bei solchem Vorgehen sei kein Fortschritt möglich, und ungesunde Konstruktionen nach Handwerksart kämen zur Ausführung. Ihm ist in vollem Maße zuzustimmen und sein Verdienst anzuerkennen, durch seine eingehenden Untersuchungen und Vorschläge von Dachstuhlkonstruktionen in diesem Sinn auch die hölzernen Baukonstruktionen beeinflußt zu haben. In der vorliegenden Auflage finden wir das Raumfachwerk, die Turm- und Kuppeldächer. Der Verfasser weist nach, wie manche alte Kehlbalkendächer und Turmhelme statischen Anforderungen nicht genügen, was sich in Verbiegungen und Verdrehungen der Turmhelme auch gezeigt hat. Neuere weitgespannte Holzdächer werden mit besonderer Aufmerksamkeit durch Vorführung von genauen statischen Berechnungen in dieser Richtung verfolgt.

Bei den Eisendächern begegnen wir einer Reihe ausgezeichneter Beispiele, auch solchen, die nach Angabe des Verfassers ausgeführt sind, z. B. den Eisentürmen der Matthäuskirche in Frankfurt a. M. und der Kuppel der Christuskirche in Mainz. Die Kuppelkonstruktion der Fest- und Ausstellungshalle in Frankfurt a. M., die von der Maschinenbaugesellschaft Augsburg-Nürnberg erbaut worden ist, wird eingehend behandelt.

Zur Vervollständigung des Werkes über Dachstuhlkonstruktionen ist eine Darstellung der Dachbinder aus Eisenbeton neu hinzugefügt.

Das Buch ist in der bekannten Weise vorzüglich ausgestattet. Für die Gediegenheit und den hohen inneren Wert spricht schon der Name des Verfassers selbst.

Karl Bernhard.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Haeders Hülfsbücher für Maschinenbau. Oelmotoren in Viertakt- und Zweitaktbauart. Von H. Haeder. 2 Bände. Wiesbaden 1912, Otto Haeder. 1. Bd.: 255 S. mit 460 Fig. 2. Bd.: 108 S. mit 36 Konstruktionstafeln und 22 Bildertafeln. Preis beider Bände 18,50 ℳ.

Gaserzeuger, Gasfeuerungen und Oefen. Insbesondere für natürlichen Zug und natürlichen Druck. Von E. Schmatolla. 3. Aufl., I. Teil, Heft 1 bis 3. Hannover 1912, Dr. Max Jänecke. 51 S. mit 20 Fig. Preis 3 ℳ.

Rechte und Pflichten der Staatsbürger. Von G. Engelhardt. 4. Aufl. Berlin 1912, Liebelsche Buchhandlung. 135 S. Preis 1 ℳ.

Die Photographie im Dienste des Messens. Von K. Fuhrmann. Berlin 1912, Hansa-Buchdruckerei. 29 S.

Die Unternehmungsformen. Von Dr. Liefmann. Stuttgart 1912, Ernst Heinrich Moritz. 216 S. Preis 2,50 ℳ.

Die Zukunft in Amerika. Von J. Plenge. Berlin 1912, Julius Springer. 78 S. Preis 1,60 ℳ.

Sonderabdruck aus Annalen für soziale Politik und Gesetzgebung, 1. Band, Heft 4 und 5.

Sammlung Göschen. Nr. 584: Kinematik. Von Dipl.-Ing. H. Polster. Berlin und Leipzig 1912, G. J. Göschen. 149 S. Preis 80 ₰.

Natürlich kann auch dieser Abschnitt keinen Anspruch auf Vollständigkeit machen, was ja im Hinblick auf den geringen zur Verfügung stehenden Raum und das umfangreiche Anwendungsgebiet der Kinematik von vornherein ausgeschlossen ist. Die Auswahl des ersten Teiles ist so getroffen, daß zunächst die wichtigsten, dann aber vor allen Dingen solche technisch interessante Anwendungen besprochen werden, die nicht schon vielfach in den verbreiteteren Lehrbüchern des Maschinenbaues zu finden sind. Der zweite Teil bringt zunächst die Theorie der Verzahnungen mit Berücksichtigung der Abnutzungsverhältnisse der Zahnräder. Dann werden die Geschwindigkeits- und Beschleunigungskonstruktionen für das Gelenkviereck und in einem weiteren Kapitel diejenigen für die vom Gelenkviereck abgeleiteten einfachen Getriebe behandelt, auf welche man fast alle verwickelten Getriebe zurückführen kann. Am Schlusse beschäftigt sich der Verfasser besonders eingehend mit den Nocken-, Schwingdaumen- und Wälzhebel-Steuerungen.

Lüftungs- und Heizungsanlagen. Ein gemeinverständliches Lehrbuch für Studierende, ein Nachschlagebuch und Berater für Baumeister, Architekten, Bauherren usw. Von Johann Eugen Mayer. Leipzig 1912, Carl Scholtze. 187 S. mit 43 Fig. Preis 6 ℳ.

Der Verfasser hat sich in den letzten Jahren durch zahlreiche Veröffentlichungen auf heiztechnischem Gebiete bekannt gemacht. Das vorliegende Werkchen enthält viele Wiederholungen aus früheren Arbeiten und eine große Zahl von Tafeln, welche anderweitig entlehnt sind. Das Buch wendet sich in erster Linie an Schüler technischer Mittelschulen und wird in seiner leicht verständlichen Sprache dem angestrebten Zwecke dienlich sein, das Verständnis für Heiz- und Lüftanlagen bei Bautechnikern zu fördern. H. R.

Meßmethoden zur Bestimmung von Stromstärke, Spannung und Widerstand bei Gleichströmen. Prüfverfahren für Meßinstrumente. Von K. Windmüller. Wittenberg 1912, R. Herrosé's Verlag (H. Herrosé). 44 S. mit 41 Fig. Preis 1,20 ℳ.

Gleichstrom-Hochspannungsbahnen. Von A. Ertel. Elberfeld 1912, Verlag von M. Aleff. 40 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 50 ₰.

Luftschrauben. Leitfaden für den Bau und die Behandlung von Propellern. Von P. Béjeuhr. Frankfurt a. M. und Leipzig 1912, Franz Benjamin Auffarth. 180 S. mit 90 Fig. Preis 4 ℳ.

Sammlung Göschen. Nr. 579. Technische Tabellen und Formeln. Von Dr.-Ing. W. Müller. Leipzig 1912, G. J. Göschensche Verlagsbuchhandlung. 132 S. mit 106 Fig. Preis 80 ₰.

Die internationalen Luftschiffe und Flugdrachen. Ihre Bauart und Eigenschaften nach dem Stande vom April 1912. Von P. Neumann. Oldenburg i. Gr. 1912, Gerhard Stalling. 209 S. mit 173 Fig. im Text und auf Tafeln. Preis 6,50 ℳ.

Steam boiler construction. Von G. Hiller. Manchester 1912, Taylor, Garnett, Evans & Co. Ltd. 167 S. mit zahlreichen Figuren.

Praktische Geometrie. Leitfaden für den Unterricht an technischen Lehranstalten sowie für die Einführung von Landmessereleven in ihren Beruf und zum Gebrauch für praktisch tätige Techniker und Landwirte. Von W. Weitbrecht. 3. Auflage. Stuttgart 1912, Konrad Wittwer. 247 S. mit 149 Fig. und drei Beilagen. Preis 4 ℳ.

Der Eisenbeton. Seine Theorie und Anwendung. Von Dr.-Ing. E. Moersch. Stuttgart 1912, Konrad Wittwer. 710 S. mit 742 Fig. und 3 Anhängen und 4 Tafeln. Preis 18 ℳ.

Das Rettungswesen im Bergbau. Seine Technik und gesetzliche Regelung im In- und Auslande. Von O. Pütz. Freiberg i. S. 1912, Verlag von Craz & Gerlach (Joh. Stetter). 174 S. mit 150 Fig. Preis 4 ℳ.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Danzig:

Beiträge zur Herstellung und Untersuchung annähernd geordneter Luftströme. Von C. Retschy.

Ueber die Kondensation von Säureestern mit Dinitrilen. Von P. J. A. Esser.

Studien über Schwefelsäurefabrikation. Von G. Hering.

Zur Theorie der einseitig wirkenden Instrumentalfehler an Repetitionstheodoliten. Von O. Israel.

Von der Technischen Hochschule Dresden:

Die Bedeutung der IV. Klasse und die Selbstkosten des Personentransportes auf den deutschen Staatsbahnen. Von K. Katzsch.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Ueber Einrichtungen zur elektromagnetischen Ausscheidung von Eisen aus nichtmagnetischen Stoffen. Von Hermanns. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Juni 12 S. 353/73*) Geräte, die mittels Elektromagneten das metallische Eisen aus den nichtmagnetischen Stoffen auslesen. Mit der Hand geführter Magnet von Keßler, Oberlahnstein, mit nicht stetiger Arbeitsweise. Magnettrommeln, bei denen sich ein zylindrischer Hohlmantel um feststehende Magneten dreht. Verschiedene Bauarten. Wirtschaftlichkeit.

Beleuchtung.

Die neue Wechselstrom-Quarzlampe. Von Girard. (ETZ 4. Juli 12 S. 676/78*) Der Brenner hat zwei Anoden und eine Kathode und wird durch wiederholtes Kippen gezündet. Bau, Schaltung, Kosten. Vergleich der Wirtschaftlichkeit der Quarz- und der Bogenlampen.

Bergbau.

Beton und Eisenbeton-Arbeiten über und unter Tage auf der Kohlengrube »Alusa«. Von Meurer. (Deutsche Bauz. 6. Juli 12 S. 97/101*) Die Gebäude, wie Kohlensilo, Kohlenwäsche, Maschinenhaus, sind auf Eisenbetonpfählen gegründet. Auskleidung der Schächte, Richtstrecken und Querschläge mit Eisenbeton.

Dampfkraftanlagen.

Untersuchung einer Abdampfturbine auf Zeche ver. Helene und Amalie. (Glückauf 6. Juli 12 S. 1082/83) Die Versuche an der Abdampfturbine von rd. 750 KW mit elektrisch angetriebener Kondensation ergaben einen Dampfverbrauch von rd. 16 kg/KW-st bei Vollbelastung, 0,13 at Anfangsdruck und 94,6 vH Luftleere. Einfluß des Zusatzes von Frischdampf auf die Wirtschaftlichkeit.

Eisenbahnwesen.

Die Zugförderung auf vereinigten Reibungs- und Zahnstangen-Bahnen. Von Sanzin. Schluß. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Juni 12 S. 335/52*) Betrieb mit Lokomotiven gemischter Bauart. Bremsung auf Reibungsbahnen und Zahnstangenbahnen.

Oesterreichische Lokal- und Kleinbahnen. Von Liebmann. (Glaser 1. Juli 12 S. 1/9*) Linienführung, Spurweite, Unterbau, Oberbau, Bahnhofanlagen. Schluß folgt.

Les chemins de fer du Brésil. Von Wiener. Forts. (Rev. gén. Chem. de Fer Juli 12 S. 3/37*) Ausbesserwerkstätten. Besondere Eisenbahnlinien mit großer Steigung. Lokomotiven Bauart Meyer-Kitson. Lokomotiven für Zahnradbetrieb. Seilbahnen. Elektrische Bahnen. Forts. folgt.

Die neue Linie Lauterbrunnen-Wengen der Wengernalpbahn. (Schweiz. Bauz. 6. Juli 12 S. 1/8*) Geschichtliches. Linienführung. Umfang der Erdarbeiten. Brückenbauten. Angaben über die fünf Tunnel von 540 m Gesamtlänge. Forts. folgt.

Die Niesenbahn. Von Zehnder-Spörry. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Juli 12 S. 403/09*) Uebersicht über die schweizerischen Drahtseilbahnen. Geschichte. Streckenplan und Einzelheiten der 3069 m langen Bahn mit einem Höhenunterschied von 1642 m. Schluß folgt.

Das Verkehrswesen auf der Internationalen Industrie- und Gewerbeausstellung in Turin 1911. Von Fleck. Forts. (Verk. Woche 6. Juli 12 S. 916/19*) Wagen der italienischen Staatsbahnen: Luxuswagen, Post- und Gepäckwagen, bedeckte Wagen für Fuhrwerk- und Motorwagen-Beförderung. Forts. folgt.

Die Elektrifizierung der Budapester Lokalbahnen. Von Tóváros. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Juli 12 S. 409/14*) Schwachstromeinrichtungen. Beleuchtung der Strecke, Wagenhallen. Fahr-Betriebsmittel. Motoren. Betriebsergebnisse.

Bau- und Betriebsanlagen der Hamburger Hochbahn Von Mattersdorf. Forts. (ETZ 4. Juli 12 S. 679/82*) Wagen. Forts. folgt.

Electrical transmission and distribution on Chicago traction lines. (El. Railw. Journ 22. Juni 12 S. 1074/77*) Versuche an den Rückleitungen für den Fahrstrom. Schienenverbindungen. Schaulinien der Widerstände.

Draft arrangements on locomotives. Von Mac Farland. (Eng. News 20. Juni 12 S. 1168/71*) Versuche über den Arbeitsverlust in Lokomotiven durch das Auspuffen des Dampfes von verhältnismäßig hoher Spannung.

Rolling stock development on the South African railways. (Engineer 5. Juli 12 S. 3/6*) Hauptabmessungen und Gewichte von Lokomotiven verschiedener Bauart seit 1877.

Additional twin-motor locomotive for New Haven railroad. (El. Railw. Journ. 22. Juni 12 S. 1085/86*) Die rd. 110 t schweren Personen- und Eilgüterzug-Lokomotiven haben je 8 Motoren von 170 PS, die zu je zweien auf eine der vier Achsen arbeiten.

Das Schlingern der Schienenfahrzeuge. Versuch einer Theorie auf Grund der Stoßgesetze. Von Nordmann. Schluß. (Glaser 1. Juli 12 S. 9/16*) Schlingerdruck. Einfluß der Reibung. Verhalten der Fahrzeuge mit einstellbaren Achsen.

Eine neue Zugsicherungsvorrichtung. Von Müller-Sinzig. (Glaser 1. Juli 12 S. 16/17*) Bei der Zugsicherung von Sander und Volz wird die Luftdruckbremse durch Gleithebel und Streckenanschlag ausgelöst.

Eisenhüttenwesen.

Die Werksanlagen des Stahlwerkes Becker in Willich. Schluß. (Stahl u. Eisen 4. Juli 12 S. 1104/09*) Rohrzieherei. Werkstatt zum Bearbeiten der Stähle. Bohrer Bauart Becker aus verwundenem Flachstahl, elektrische Schnellbohrmaschine für Versuchzwecke. Herstellung von Panzerblechen für Geschütze usw. Glüherei, Härterei. Laboratorium für Festigkeitsprüfung.

Direct-current and alternating-current mill motors for auxiliary drives. Von Wiley. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 545/58* mit 2 Taf.) Bauart und Betriebseigenschaften der Gleichstrommotoren für Walzwerke. Verwendung von Wechselstrommotoren. Anlaßverfahren. Schaubilder der Drehmomente bei verschiedenen Widerständen im Sekundärkreise.

Die Bewegung der Gase in den hüttentechnischen Oefen. Von Roitzheim. Schluß. (Stahl u. Eisen 4. Juli 12 S. 1098/1104*) Flammöfen. Einfluß der Gebläse. Aufstellung von Schaubildern der Vorgänge.

The operation of a large electrically driven reversing rolling mill. Von Sykes. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 559/81* mit 3 Taf.) Betriebsergebnisse des 600er Walzwerkes der Illinois Steel Co. Schaubilder.

Beitrag zum Entwicklungsstand neuzeitlicher Elektroöfen. Von Kunze. (Stahl u. Eisen 4. Juli 12 S. 1089/95) Hüttentechnische und wirtschaftliche Erfolge. Forts. folgt.

Advances of automatic control in steel plant operation. Von Cocy. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 539/44*) Erörterung über die selbsttätigen Schalter auf Grund von Versuchen der Youngstown Steel and Tube Co.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die *M*-Polygone. Ein neues Verfahren zur Ermittlung der ungünstigsten Aufstellung von bewegten Lastenzügen. Von Rosenzweig. (Eisenbau Juli 12 S. 256/60*) Ermittlung der Summeneinflußlinien für Momente von einfachen Fachwerkträgern und Dreigelenkbogen.

Einflußlinien der Spannungen in Fachwerken mit starren Knotenpunktverbindungen. Von Pirlet. Schluß. (Eisenbau Juli 12 S. 245/56*) Lösung der Grundgleichungen nach dem Verfahren des Verfassers. Angenäherte Berechnung. Kurzer Hinweis auf die Formänderung der Fachwerke mit starren Knotenpunkten.

Der beiderseits eingespannte Fachwerkbogen. Von Kirchhoff. (Zentralbl. Bauv. 3. Juli 12 S. 344/47*) Berechnung des Fachwerkbogens unter Einführung des Zweigelenkbogens als Hauptsystemes mit Hülfe voneinander unabhängiger Elastizitätsgleichungen.

Vorrichtungen zur Erleichterung der Ueberwachung und Unterhaltung größerer eiserner Ueberbauten. Von Schaper. (Zentralbl. Bauv. 6. Juli 12 S. 350/51*) Zum Untersuchen der Brücken und zur Ausführung der Erhaltungsarbeiten werden bei unten liegender Fahrbahn neben den Obergurten Steige oder kleine Kragarme mit Oesen zum Einhängen von Flaschenzügen angeordnet. Bei der 186 m weiten Rheinbrücke unterhalb Ruhrort sind für den Obergurt Besichtigungswagen vorhanden.

Street bridges over the Great Northern Ry. tracks in Minneapolis. Von Robbins. (Eng. News 20. Juni 12 S. 1163/66*) Die Ueberführung der Superior Ave. hat 7 Oeffnungen von 196,6 m, die der University Ave. 3 Oeffnungen von 54,2 m Gesamtweite: die Zwischenpfeiler bestehen aus Eisenbeton. Der Grundriß der dritten Ueberführung ist V-förmig. Sämtliche Ueberführungen sind mit Stegblechträgern ausgeführt.

Type de passerelles suspendus pour signaux installées aux extremités du tunnel des Batignolles. (Rev. gén. Chem. de Fer Juli 12 S. 38/44*) Zwei Hängebrücken für Signale, von denen die eine 26,55 m und die andre 21 m weit ist und 2 Kragarme von 7,7 m Länge hat. Aufstellung. Kosten.

A temporary railroad swing bridge (Eng. Rec. 22. Juni 12 S. 691*) Die eingleisige Drehbrücke hat zwei Oeffnungen von 11,53 m und 29 m Weite; sie diente als Ersatz einer Drehbrücke von 67,0 m Spannweite, deren einer Arm bei einer Zugentgleisung beschädigt worden war, und ist jetzt durch eine zweigleisige Klappbrücke Bauart Strauß ersetzt worden.

Concrete flume and culverts, Los Angeles aqueduct. (Eng. Rec. 22. Juni 12 S. 698/99*) Das Wasser wird über das Freeman-Tal auf einer Brücke von kastenförmigem Querschnitt von 3,85 × 3,5 qm aus Eisenbeton geleitet; die Pfeiler aus Stampfbeton sind 15,25 m voneinander entfernt. Einzelheiten der Dehnfuge. Beschreibung eines Durchlasses.

Versuche mit Säulen und deren Berechnung. Von Mörsch. (Deutsche Bauz. 6. Juli 12 S. 101/03) Vorschriften des Eisenbeton-Ausschusses der Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie. Versuche von Wayß & Freytag A.-G. mit umschnürten Säulen. Versuche des französischen Ausschusses.

Die Eisenkonstruktionen im städtischen Gaswerk Wien-Leopoldau. Von Bleich und Schuhmann. (Eisenbau Juli 12 S. 260/72*) Der Gasbehälter von 150000 cbm Inhalt hat eine vierteilige Glocke mit Tangential- und Radialführung; das 28stielige Führungsgerüst ist 54 m hoch. Bau des zylindrischen Wasserbeckens. Einzelheiten der Oberglocke und des Eckringes. Bauarbeiten. Forts. folgt.

Erd- und Wasserbau.

Les effets thermiques dans les ouvrages en maçonnerie. (Génie civ. 6. Juli 12 S. 196/99*) Einige Angaben über die Ausdehnungs- und Elastizitätsziffer von Mauerwerk. Beschreibung einiger Stützmauern, die Risse und Zerstörung infolge von Wärmewirkungen aufweisen. Winke für fehlerfreie Ausführungen.

Elektrotechnik.

Die Rentabilität und Tarifbildung der Elektrizitätswerke. Von Rosenbaum. (El. u. Maschinenb. Wien 7. Juli 12 S. 564/68*) Untersuchungen an der Hand der Statistik für die österreichischen Elektrizitätswerke. Entwicklung einer Lehre der Tarifbildung.

Plant efficiency, an analysis of the losses of a hydro-electric system. Von Ross. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 467/80*) Untersuchungen an einem Wasserkraft-Elektrizitätswerk von 13000 KW, dessen Strom mit 60000 V 62,6 km weit geleitet und mit 15000 und 2400 V an 20000 Verbrauchstellen für Kraft- und Beleuchtungszwecke verteilt wird.

Does it pay the average coal mine to purchase central station power. Von Bright. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 523/33) Vergleichende Untersuchung der Wirtschaftlichkeit eines eigenen Kraftwerkes auf einer Grube und des Bezuges von auswärtigem Strom zu einem bestimmten Preise.

Die elektrische Kraftverteilungs- und Beleuchtungsanlage der Baumwollspinnerei Kolbermoor. Von Beckmann. (ETZ 4. Juli 12 S. 683/84*) Die Betriebskraft wird in zwei Wasserkraftwerken von je 1200 PS erzeugt. Die Nachtstunden werden zum Auffüllen zweier Sammlergruppen von 520 und 2350 KW-st benutzt, die die mangelnde Betriebskraft ergänzen. Betriebsergebnisse.

Die 20000 PS-Turbinen im Kraftwerk Pirahy der Rio de Janeiro Tramway Light and Power Co. (Schweiz. Bauz. 6. Juli 12 S. 10/11*) Durch Aufstellung von zwei Freistrahlturbinen mit senkrechter Achse, die bei 286 m Gefäll und 300 Uml./min je 20000 PS leisten, ist die Leistung des Kraftwerkes auf 100000 PS gesteigert worden.

Electric braking of induction motors. Von Specht. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 583/96*) Erörterungen über das Bremsen von Induktionsmotoren mit Hülfe von Gleichstrom und von Wechselstrom. Diagramme. Beispiele. Regeln.

Betrachtungen über die Regulierung der Gleichstrommotoren mittels Ankerparallelwiderstandes. Von Lehmann. (ETZ 4. Juli 12 S. 689/91*) Der Nachteil des Hauptstrommotors, daß sich bei gleichbleibendem Vorschaltwiderstand die Umlaufzahl stark mit dem Drehmoment ändert, soll durch einen Widerstand parallel zur Ankerwicklung aufgehoben werden. Wirkungsweise. Vor- und Nachteile.

Kaskadenschaltungen von Induktionsmotoren und Drehfeld-Kommutatormotoren mit Seriencharakteristik. Von Siegel. (El. u. Maschinenb. Wien 7. Juli 12 S. 557/63*) Kaskadenschaltungen mit mechanisch gekuppeltem Hintermotor. Schluß folgt.

Richtlinien für die Konstruktion von Stütz- und Durchführungsisolatoren. Von Fellenberg. Schluß. (ETZ 4. Juli 12 S. 684/89*) Durchführung mit Porzellanrohren, die ineinander geschachtelt sind. Tafel von berechneten Werten für durchschlagsichere Isolatoren bei Spannungen von 5000 bis 200000 V.

Gießerei.

Features of a new gray iron foundry. (Iron Age 27. Juni 12 S. 1555/61*) Die dreischiffige Haupthalle der Graugießerei der Taylor and Boggis Foundry Co. in Cleveland ist rd. 130 m lang und 34 m breit und enthält 2 Kuppelöfen mit Druckluftaufzügen und Kippvorrichtungen für die Beschickwagen. Ansichten der Räume. Einzelheiten der aus Ziegeln und Eisen hergestellten Gebäude mit Eisenbetondächern. Ausrüstung.

Hebezeuge.

Kranlaufbahnen. Von Andrée. (Eisenbau Juli 12 S. 272/74*) Angenäherte Berechnung von voll auf Mauerwerk oder Beton aufliegenden Kranbahnschienen.

Maschinenteile.

Untersuchungen des Vereines deutscher Brücken- und Eisenbaufabriken mit Eisenkonstruktionen für den Brückenbau. Von Stock. (Z. Ver. deutsch. Ing. 13. Juli 12 S. 1101/09*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 25. Mai 12. Zugversuche mit Nietverbindungen. Versuche über den Gleitwiderstand bei Anschlüssen mit größeren Nietbildern verschiedener Anordnung. Einfluß der Schwächung des Querschnittes auf die Zugfestigkeit von Flacheisen und Winkeln. Versuche über das Abbiegen von Winkelschenkeln.

Etude sur les ressorts. Von Bremer. Schluß. (Bull. Soc. Ind. min. Mai 12 S. 525/48*) Beispiele. Zusammenfassung.

Materialkunde.

Zwanzig Kesselbleche mit Rißbildung. Von Baumann. (Z. Ver. deutsch. Ing. 13. Juli 12 S. 1115/22* mit 3 Taf.) Unzweckmäßigkeit der Bezeichnungen »weiche« und »harte« Bleche. Die Untersuchung hat ergeben, daß die sogenannten »weichen« Bleche durch unsachliche Behandlung ebenso wie die »harten« geschädigt werden. Einfluß von Schlackenteilen im Blech. Fehler beim Nieten und beim Abklopfen des Kesselsteines.

Meßgeräte und -verfahren.

Der Mikro-Indikator zur Untersuchung schnellaufender Maschinen. Von Mader. (Dingler 3. Juli 12 S. 420/24*) Bedeutung der Schwingungszeit eines Indikators für seine Brauchbarkeit. Entwicklung der Indikatoren. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Ueber Stahl- und Werkstückwechsel bei Drehbänken (sogen. Revolverdrehbänke und Automaten). Von Fischer. Forts. (Werkst.-Technik 1. Juli 12 S. 329/33*) Einrichtungen für den Stahlwechsel. Forts. folgt.

Langfräsmaschine der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann A.-G. in Chemnitz, insbesondere zur Bearbeitung von Lokomotivbodenringen. Von Nickel. (Z. Ver. deutsch. Ing. 13. Juli 12 S. 1122/26* mit 1 Taf.) Die Maschine zeichnet sich durch ihre Größe und die Vielseitigkeit ihrer Bewegungsmöglichkeiten für Tisch, Querbalken und Werkzeugschlitten aus. Einzelheiten.

Horizontal boring machine. (Iron Age 27. Juni 12 S. 1566/67*) Einfach gebaute Maschine der Rochester Boring Machine Co. zum Bohren, Fräsen und Gewindebohren. Einzelheiten des Antriebes und des Vorschubes.

Kraftbedarf beim Lochen, Scheren und Biegen. Von Lindner. (Dingler 6. Juli 12 S. 417/20*) Die Kraft zum Lochen läßt sich unmittelbar aus der Scherspannung für die Trennfläche berechnen; das Scheren erfordert doppelt so viel Kraft wie das Lochen, bei gleicher Trennfläche. Der Kraftbedarf beim Blechbiegen läßt sich angenähert berechnen. Schluß folgt.

Reform der modernen Spiralbohrerfabrikation. Von Böhm. Schluß. (Werkst.-Technik 1. Juli 12 S. 333/36*) Vorteile des Verfahrens für Preßwerke, für die Hersteller und Abnehmer von Spiralbohrern.

Anfertigung und Bearbeitung von gekröpften Kurbelwellen aus einem Stück sowie bei Zusammensetzung aus einzelnen Teilen. Von v. Liebhaber. (Werkst.-Technik 1. Juli 12 S. 336/38*) Hülfsvorrichtungen beim Aufspannen kleinerer Wellen aus einem Stück und beim Zusammenbau mehrteiliger Wellen für Schiffsmaschinen, Walzenzugmaschinen usw.

Motorwagen und Fahrräder.

The Royal Agricultural Society's show. (Engng. 5. Juli 12 S. 12/16*) Dampfmotorwagen für 3 und 5 t von Rich. Garett & Sons Ltd. Lokomobile mit Ueberhitzer von Marshall, Sons & Co. 3 t-Motorwagen von Aveling and Porter mit 32 pferdiger, vierzylindriger Verbrennungsmaschine. 44 pferdige Sauggasanlage der National Gas Engine Co. Petroleummaschinen und Motorwagen mit Petroleummaschinen. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Moderne Hochdruckkompressoren. Von Karger. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 5. Juli 12 S. 421/24*) Hochdruckkompressorenanlage für 170 cbm/st. Berechnung. Kompressor von Schwartzkopff & Co. zur Speisung der Behälter von Druckluftlokomotiven.

Mengenverluste in Druckluftanlagen. Von Schultze. (Glückauf 6. Juli 12 S. 1078/82*) Versuche an der Druckluftanlage der Ferdinandgrube zum Betriebe von Bohrhämmern, Schüttelrinnen und zur Bewetterung mittels Düsen. Undichtigkeitsverluste. Luftbedarf der Bewetterdüsen. Wirtschaftlichkeit.

Wasserversorgung.

Combined percussion and rotary well-boring machine for Argentina. (Engng. 5. Juli 12 S. 16*) Darstellung des Gerüstes und der Meißel der von C. Isler & Co., Ltd., gebauten Bohrmaschine, die als Stoß- und Drehbohrmaschine mit Druckwasserspülung arbeitet. Winde mit Riemenantrieb.

Werkstätten und Fabriken.

Das Schimmelwerk in Chemnitz. Von Rohn. (Z. Ver. deutsch. Ing. 13. Juli 12 S. 1110/15* mit 1 Taf.) Das Werk stellt Maschinen, in erster Linie Textilmaschinen, nebst Zubehör her. Von der 39 000 qm umfassenden Grundfläche sind 80 vH ausgenutzt. Lageplan, Querschnitte der Hauptgebäude. Die Gießerei hat 2 Schmelzöfen von 1 m Dmr. oben mit Vorherd. Schmiede, Klempnerei usw. Die Betriebskraft liefern Dampfmaschinen von 425 PS Gesamtleistung. Heizung. Werkzeugmaschinen.

Harland and Wolff's works at Belfast. (Engng. 5. Juli 12 S. 3/12* mit 4 Taf.) Geschichtliches. Die Werft bedeckt eine Grundfläche von rd. 3,25 ha und vermag jährlich Schiffe von 100 000 t Gesamtverdrängung und Maschinen von 100 000 PS Gesamtleistung herzustellen. Das Kraftwerk enthält Dampfdynamos von rd. 5000 KW für Gleich- und Drehstrom. Ansichten der einzelnen Abteilungen. Werkstätten für Holz- und Metallbearbeitung. Lagerräume. Hellinge. Forts. folgt.

Rundschau.

Vierrädrige Laufwerke bei Drahtseilbahnen. Wenn man die kleinen Verbesserungen beiseite läßt und nur die bedeutendsten Fortschritte ins Auge faßt, kann man in der Entwicklungsgeschichte der Drahtseil-Schwebebahnen vier Hauptabschnitte unterscheiden. Der erste Abschnitt reicht von den ins Mittelalter zurückgehenden Anfängen des Seilbahnbaues bis zum Jahre 1869; er wird am besten gekennzeichnet durch das Wort »Einseilbahn«, d. h. die Seilbahnen dieses Zeitabschnittes hatten nur ein einziges endloses Seil, das gleichzeitig sowohl zum Tragen wie zum Fortbewegen der Fahrzeuge diente. Diese Seilbahnart wird für kleinere Fördermengen noch heute benutzt; ihre Entwicklung in neuerer Zeit knüpft sich in der Hauptsache an die Namen Hodgson und Roe. Man bezeichnet sie auch häufig als »englisches System« im Gegensatz zum »deutschen« oder »Zweiseilsystem«, das Freiherr F. von Dücker 1869 in der Zeitschrift »Berggeist« als seine Erfindung bekannt gab und im Jahr 1871 beim Umbau des Fort Queuleu bei Metz zum erstenmal praktisch benutzte. Bei letzterer Bahnform dient ein festliegendes Seil lediglich als Gleis für die Wagen, die durch ein besonderes bewegliches Seil fortbewegt werden. Die Dauer des durch diese bedeutungsvolle Erfindung eingeleiteten Abschnittes müssen wir bis zum Jahr 1884 erstrecken. Bis dahin wurden nämlich die Wagen mit der Hand an das Zugseil gekuppelt, wodurch die Geschwindigkeit, mit der man eine Drahtseilbahn laufen lassen konnte, auf etwa 1,5 m/sk begrenzt war; denn es ist unmöglich, einen Wagen mit der Hand an einem schneller laufenden Seile zu befestigen.

Fig. 1.

Doppellaufwerk an einer Pohligschen Drahtseilbahn zur Holzbeförderung.

Fig. 2.

Doppellaufwerk an einer Pohligschen Drahtseilbahn zur Beförderung von Grubenwagen.

Das Jahr 1884 brachte dann die Universal-Kupplung von Obach, die An- und Auskuppeln der Wagen selbsttätig besorgte; damit wurde der dritte Abschnitt eingeleitet, in dem sich die Fahrgeschwindigkeit und dementsprechend die Leistungsfähigkeit der Drahtseilbahnen bis auf das Doppelte des vorher Erreichbaren steigerte. Der vierte Abschnitt schließlich, innerhalb dessen wir uns jetzt befinden, beginnt im Jahre 1908 mit der Einführung des Pohligschen vierrädrigen Lauf-

werkes, wodurch wiederum eine Steigerung der Leistungsfähigkeit auf etwa das Doppelte des vorher Möglichen eintrat.

In Wirklichkeit sind natürlich diese Abschnitte nicht so scharf voneinander getrennt; die Fortschritte, die der Einteilung zugrunde gelegt sind, ragen nur aus dem ständigen Fluß der Entwicklung besonders hervor. Gerade bei der Betrachtung der neuesten Verbesserung, des vierrädrigen Laufwerkes, kann man deutlich erkennen, daß es auch in der so außerordentlich schnell fortschreitenden Technik keine Entwicklungssprünge gibt.

Schon in viel früherer Zeit war die Wagenlast auf mehr als zwei Laufrollen verteilt worden, und zwar zuerst bei der Beförderung von Baumstämmen, Fig. 1; es war dabei allerdings weniger das hohe Gewicht der Einzellasten, als die langgestreckte Form des Fördergutes maßgebend gewesen. Man befestigte die Baumstämme an zwei gleichartigen Laufwerken,

Fig. 3.

Doppellaufwerk mit pendelnder Aufhängung des Lastbehälters.

die lediglich durch das Fördergut zu einem gemeinsamen Fahrzeug zusammengekuppelt wurden. Später verwandte man zwei Laufwerke, die ebenfalls durch das Fördergefäß miteinander in Verbindung gebracht wurden, zur Beförderung von Grubenwagen, Fig. 2, hier schon mit dem ausgesprochenen Zwecke, den Raddruck zu vermindern. Diese Art der Förderung an mehreren Laufwerken kommt aber nur für ganz ebene Strecken in Betracht, da sich bei größeren Neigungen die Fördergefäße schief stellen, die Gehänge sich abbiegen und ein Teil der Ladung herausfällt. Wenn man auch diesem Uebelstande durch Einschaltung eines Balanziers zu steuern suchte, der an die beiden Einzellaufwerke gehängt wurde, während an ihm erst das Gehänge für den Lastbehälter pendelnd aufgehängt war, Fig. 3, so zeigte doch diese Bauart immer noch bedeutende Nachteile, die ihre Anwendung in größerem Maßstabe verhinderten. Die Baulänge derartiger Wagen wird nämlich sehr groß und verlangt daher höhere Einfahrtprofile an den Stationen; ferner bietet das Anbringen der Kupplung bei Unterseil Schwierigkeiten, und schließlich ist der große Radstand beim Fahren durch kleine wagerechte Kurven in den Stationen sehr hinderlich, ganz abgesehen von dem unkonstruktiven und daher im Betriebe schlecht zu handhabenden Bau der Wagen.

Das war der Stand der Technik zu Beginn unseres Jahrhunderts, zu einer Zeit, als die Berg- und Hüttenindustrie besonders für die Beförderung von Versatzstoffen plötzlich riesig gesteigerte Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Drahtseilbahnen zu stellen begann. Befriedigt wurden diese Anforderungen durch das Pohligsche vierrädrige Laufwerk [1]).

Dieses stellt sich als ein Doppeldrehgestell dar, wobei die einzelnen Drehgestelle durch einen Balanzier verbunden sind, der über ihnen liegt, Fig. 4. Durch diese glückliche Anordnung der Verbindungskonstruktion für die Einzellaufwerke vergrößert sich die Baulänge des Wagengehänges überhaupt nicht, so daß also Aenderungen in der Höhenlage der Hängeschienen auf den Stationen usw. nicht vorgenommen zu werden brauchen. Die gedrungene Durchbildung des ganzen Doppeldrehgestelles weist gleichzeitig einen außerordentlich geringen Radstand auf, so daß mit diesem Laufwerk wagerechte Kurven von nur 1,5 m Halbmesser durchfahren werden können. Die Aufhängung der Last genau in der Mitte zwischen den Einzellaufwerken und in der Mittellinie der Laufradachsen bewirkt eine völlig gleichmäßige Verteilung des Druckes auf alle Räder bei jeder Neigung des Laufwerkes gegen die Wagerechte und bietet Gewähr für einen außerordentlich ruhigen Lauf des Wagens während der Fahrt. Mit diesen Laufwerken kann man auf einem Tragseil von bestimmtem Querschnitt eine doppelt so große Last befördern, wie mit dem alten zweirädrigen Laufwerk; dabei werden die Tragseile sogar noch in hohem Maße geschont, da sie unter dem längeren vierrädrigen Laufwerk nicht so kurz geknickt werden wie unter dem Einzellaufwerk.

Fig. 4.

Vierrädriges Laufwerk, Patent Pohlig.

Fig. 5.

Drahtseilbahn des Königl. Ungarischen Bergbauamtes Petroesemg, ausgerüstet mit den Pohligschen vierrädrigen Laufwerken.

Fig. 5 zeigt eine Drahtseilbahn, bei der die Wagen mit den neuen Laufwerken ausgerüstet sind. Diese Bahn ist jetzt seit über 4 Jahren im Betrieb und hat sich so gut bewährt, daß man wohl sagen kann, daß die praktischen Erfahrungen mit den vierrädrigen Laufwerken bereits ein unbedingt günstiges Urteil über ihre Verwendungsmöglichkeit

[1]) D. R. P. 196884.

gestatten. Welche Fördermengen von derartigen Bahnen bewältigt werden können, beweisen ferner die bekannten Anlagen des Lothringer Hüttenvereines Aumetz-Friede und der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G. Diese beiden Bahnen, die anfänglich die alten Laufwerke besaßen und erst nachträglich mit den vierrädrigen Laufwerken versehen worden sind, förderten nach der Umänderung im letzten Jahre 900000 bezw. 1 Mill. t Erz, eine bis dahin bei Seilbahnen unerhörte Leistung.

Köln. A. Pietrkowski.

Eine Bohrmaschine mit selbsttätigem Rückzug der Bohrspindel ist von Baker Bros. in Toledo, Ohio, gebaut worden, in der ausgesprochenen Absicht, die Zeitverluste beim Aufsetzen und Einrichten neuer Arbeitstücke, beim Heranführen der Spindel, Einrücken des Vorschubes, Zurückziehen des Bohrers und Abnehmen des Werkstückes so klein wie möglich zu halten. Bei der in Fig. 6 abgebildeten Maschine werden daher die Bewegungen der Bohrspindel selbsttätig und nach ganz andern Gesichtspunkten, als sonst üblich, gesteuert. Die Spindel wird nicht, wie sonst, durch Zahnhülse und Trieb, sondern durch eine Kurventrommel, nach Art der Steuertrommel eines Automaten, vorgeschoben. Die auf der Kurventrommel sichtbare Schraubenfläche *a* drängt beim Drehen der Trommel durch eine auf ihr laufende Rolle den Bohrspindelschlitten abwärts, bis die Kurve am unteren Ende in eine Wagerechte übergeht. Diese Stellung kann benutzt werden, um die Bohrspindel auch zu Abkreisarbeiten zu benutzen. Beim weiteren Umlauf der Trommel wird dann die Spindel schnell zurückgezogen.

Fig. 6.

Bohrmaschine mit selbsttätigem Rückzug der Bohrspindel von Baker Bros.

Außer dem in der Figur sichtbaren einfachen ebenen Rundtisch wird noch ein zweiter Tisch mitgeliefert, der mit Teilvorrichtung versehen ist und selbsttätig von einer Stellung in die nächste übergeht. Er ist für kleine Massenarbeit bestimmt, die in größerer Anzahl im Kreise auf dem Tisch aufgestellt wird. Damit der Tisch entsprechend der wechselnden Größe der Stücke immer richtig ausgenutzt werden kann, ist die Anzahl der Teilstellungen durch Wechselräder zwischen 5 und 80 veränderlich. Der Rundtisch ist auf einem Winkelstück verschieblich, so daß man auch Löcher auf Lochkreisen von jedem Durchmesser innerhalb der Reichweite des Tisches, d. h. von etwa 100 bis 500 mm Dmr., bohren kann. Dabei gibt ein Maßstab den jeweils eingestellten Lochkreisdurchmesser an. Da Vorschub und Rückzug der Spindel selbsttätig vor sich gehen und der Tisch selbsttätig in die nächste Stellung rückt, sobald die Spindel zurückgezogen ist, braucht der Arbeiter nur die gebohrten fertigen Stücke herunterzunehmen und neue aufzustecken und im übrigen nur darauf zu achten, daß der Bohrer scharf bleibt. Die hierzu, d. h. zum Rückzug der Spindel und zum Weiterschalten des Tisches, erforderliche Zeit beträgt 2 bis 3 sk. Nötigenfalls kann der Tisch beim Weiterschalten jede beliebige Anzahl von Stücken überspringen.

Bei Anwendung eines einfaches Rundtisches wird die Maschine durch einen in der Figur nicht sichtbaren Fußhebel eingerückt, der zugleich die Vorschubtrommel in Tätigkeit setzt; auch hier hat der Arbeiter außer dem Aufsetzen und Wegnehmen der Arbeitstücke nur den Fußhebel bei jedem neuen Stück zu bedienen, ganz wie es bei einer Stanze der Fall ist. Er hat wie dort beide Hände zum Handhaben des Arbeitstückes frei, so daß auch hierbei schnelles Arbeiten gewährleistet wird.

Die Bohrmaschine bohrt mit Schnellstahl-Spiralbohrern Löcher bis 25,4 mm. Die mit Teiltisch ausgerüstete Maschine bohrt in einer Minute 8 Löcher von 20 mm Dmr. durch Gußeisen von 20 mm Dicke. Die Spindel hat eine Senkrechtverstellung von etwa 150 mm. Die Verstellung wird durch die Kurventrommel hervorgebracht, der man durch Wechselräder verschiedene Umlaufgeschwindigkeiten und damit einen verschieden großen Vorschub erteilen kann. Die Spindel ist in Bronzelagern im Bohrschlitten gelagert und hat einen kleinsten Durchmesser von etwa 45 mm und 6 verschiedene Umlaufgeschwindigkeiten von 200 bis 800 Uml./min. Die Spindelgeschwindigkeiten werden, wie man sieht, durch nur eine dreifache Stufenscheibe und ein Vorgelege erzielt. Die Verwendung der einen Stufenscheibe wird durch den Winkeltrieb ermöglicht, indem die hinteren Leitrollen, an einem kleinen Schlitten befestigt, mit diesem senkrecht verstellt und in ihrer Höhenlage der jeweils gebrauchten Stufe angepaßt werden können. Zur Betätigung dieses Schlittens dient das auf der Rückseite der Maschine sichtbare Handrad. Die Ausladung beträgt rd. 200 m. Die Maschine ist für Riemen- oder elektrischen Antrieb eingerichtet.

Im Zusammenhang mit der beschriebenen Bohrmaschine sei noch kurz unter Hinweis auf Fig. 7 eine ähnliche mehrspindelige Bohrmaschine von der Dwight Slate Machine Co. in Hartford, Conn., erwähnt. Auch hier wird der Vorschub der Spindel selbsttätig durch eine Kurvenscheibe, der Rückzug durch das Gegengewicht bewirkt. Die Kurvenscheiben der einzelnen Spindeln sitzen auf einer Welle *b*, sind aber gegeneinander entsprechend der Anzahl der Bohrspindeln

Fig. 7.

Bohrmaschine mit selbsttätiger Spindelan- und -abstellung der Dwight Slate Machine Co.

versetzt, so daß eine Spindel na h der andern die Arbeit b[illegible]ginnt. Die Anzahl der Spindeln richtet sich nach den Arbe[illegible]stücken. Man erkennt, daß diese Bauart nur für kleine Krä[illegible] und Leistungen in Frage kommen kann. (Machinery Ap[illegible] 1912)

Hängesteg über den Inn bei Brail. Das Bauwerk, Fig. 8 bis 11, das nur vorübergehend während der Bauzeit der Bahnstrecke Bevers-Schuls benutzt wurde, um eine Verbindung mit der Poststraße zwischen Cinuskel und Zernez zu schaffen, überbrückt den Inn etwa 2,5 km unterhalb Cinuskel. Der 1,4 m breite Steg hat 168 m Spannweite zwischen den Auflagern und ist an 4 Tragseilen aus bestem blankem Gußstahldraht von 30,5 mm Dmr. und 12 m Durchhang aufgehängt. Die Drahtseile stammen von den Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerken in Mülheim a. Rh. und haben 150 kg/qmm Bruchfestigkeit. Das feste Ankergewicht beträgt für ein Seil beim linksseitigen Widerlager 20,5 t, das bewegliche Gewicht auf dem rechtsseitigen Widerlager 11 t; der Berechnung ist eine Belastung von 1000 kg/m zugrunde gelegt. Die 2,4 m langen hölzernen Querträger liegen in 3 m Abstand und haben 12 × 18 qcm Querschnitt; die 6 m langen Längsträger sind mit den Querträgern verschraubt und dienen als Schienenträger des Rollbahngleises. Das Eigengewicht der Brücke verteilt sich wie folgt: Holzgewicht (mit Ausnahme der Pfeiler) 15 t, Eisengewicht 5,8 t, Rollbahngleis 2,5 t; das sind rd. 140 kg/m. Die Kosten des Bauwerkes betragen rd. 20000 *M*. Fig. 8 zeigt die Gesamtansicht des Hängesteges, Fig. 9 bis 11 den Stützpunkt mit den beweglichen Spanngewichten. (Schweizerische Bauzeitung 11. Mai 1912)

Fig. 8. Hängesteg über den Inn bei Brail.
Maßstab 1 : 750.

Fig. 9 bis 11. Stützpunkt mit den Spanngewichten.
Maßstab 1 : 200.
Schnitt a-b.
Schnitt c-d-e-f.

Interessengemeinschaft zwischen der Gesellschaft für Elektrostahlanlagen und der Gesellschaft Paul Girod. Ein bemerkenswertes Ereignis auf dem Gebiete der elektrischen Eisen- und Stahlerzeugung stellt die kürzlich erfolgte Bildung einer Interessengemeinschaft zwischen der Gesellschaft für Elektrostahlanlagen G. m. b. H. in Berlin-Nonnendamm und der Société Anonyme Electrométallurgique Procédés Paul Girod dar. Die deutsche, der Siemens-Gruppe nahestehende Gesellschaft besaß bisher die Patente des Röchling-Rodenhauser-Ofens und einiger andrer Induktionsofen[1]). Durch den neuen Vertrag erwirbt sie die Verwertungsrechte für den wichtigen Lichtbogen-Widerstandofen von Girod, und da sie inzwischen auch Rechte auf den Lichtbogen-Strahlofen von Doubs gewonnen hat, so verfügt sie jetzt über Oefen jeglicher Bauart. Damit ist ein Schritt weiter zur Beilegung des früheren heftigen Kampfes zwischen den einzelnen Bauarten, hauptsächlich zwischen Induktionsofen und Lichtbogenofen, sowie zur ruhigen Fortentwicklung der elektrischen Oefen in den für jede Bauart am besten geeigneten Richtungen getan[2]).

Gedeckte Eisenbahn-Güterwagen ganz aus Eisen. Bereits seit zwei Jahren hat die Bessemer and Lake Erie-Bahn einen von der Summers Steel Car Co. in Pittsburgh, Pa. ganz aus Eisen gebauten geschlossenen vierachsigen Eisenbahnwagen von 50 t Tragfähigkeit im Betrieb, der sich so bewährt hat, daß kürzlich weitere 100 Wagen derselben Bauart bestellt worden sind. Die neuen Wagen haben einen Laderaum von 12,2 m Länge, 2,75 m Breite und 2,44 m Höhe. Die Seitenwände bestehen aus 4,76 mm dicken Blechen in der unteren und 3,18 mm dicken Blechen in der oberen Hälfte. Die Kopfwände sind 6,35 und 3,18 mm dick. Die Bodenplatten von 6,35 mm werden von 10 U-Eisen, die senkrecht zur Längsachse des Wagens liegen, getragen. Die Seitenwände sind durch Z-Eisen, die Kopfwände durch stählerne gepreßte Querbalken versteift. Das Dach wird aus 3,18 mm dicken Blechen gebildet. Die Wagen sind innen bis zu einer Höhe von 1,52 m mit einem 20 mm dicken Kiefernholzbelag ausgekleidet. Sollte sich herausstellen, daß sie im Sommer heißer sind als die hölzernen, so sollen sie mit Isolierstoff versehen

[1]) Vergl. Z. 1910 S. 1203.
[2]) Vergl. Z. 1912 S. 195.

werden. Damit die Wagenkasten beim schnellen Fahren über schlecht verlegte Gleise nach Möglichkeit von dem Hin- und Herschwingen in der Längs- und Querrichtung verschont bleiben, sind sie in einer besondern Vorrichtung seitlich aufgehängt. Die Schwankungen erstrecken sich daher nur auf das Untergestell und werden durch zwei darin wagerecht angebrachte Schraubenfedern mit Endanschlägen noch gedämpft und begrenzt. (Stahl u. Eisen vom 4. Juli 1912)

Die Eisenbahnen der Türkei im Jahre 1910. Das Streckennetz ist nur wenig ausgebaut worden, dagegen sind die Roheinnahmen um 20 vH gestiegen; die Verkehrsvermehrung ist wohl auf die gute Ernte und die Abschaffung des Zwangpasses für Reisen nach dem Innern des Reiches zurückzuführen. Die Gesamtlänge der im Betrieb befindlichen Bahnen beträgt 6232 km, wovon 1684 km auf die europäische und 4548 km auf die asiatische Türkei entfallen. Die wichtigsten asiatischen Bahnen sind:

Hedschasbahn mit	1468 km
anatolische Bahnen mit	1033 »
Smyrna-Cassaba-Bahn mit	519 »
Aïdin-Bahn mit	552 »
Damascus-Hennah-Bahn mit	580 »
Bagdadbahn mit	200 »
Jaffa-Jerusalem-Bahn mit	87 »

Die meisten Strecken haben Vollspur von 1,44 m, nur einige wenige haben 1,0 m und 1,05 m Spurweite. Von den Bahnen sind gebaut mit

französischem Gelde	1697 km
deutschem Gelde	1519 »
türkischem Gelde	1468 »
österreichischem Gelde	955 »
englischem Gelde	552 »

(Archiv für Eisenbahnwesen 1912 Heft 4 Juli-August)

Die Schlußstrecke der Bagdadbahn. Die Frage wegen der Linienführung der Schlußstrecke ist, wie das Zentralblatt der Bauverwaltung[1]) berichtet, geregelt worden, und zwar wird Basra am Schatt-el-Arab, das in türkischem Gebiet liegt, der Endpunkt der Bagdadbahn, und nicht Kuweit am Persischen Golf. Die Wahl von Basra, das etwa 80 km vom Meer entfernt liegt, wird für die Schiffahrt als ungünstig angesehen, da der Schatt-el-Arab sehr flach ist; aber aus politischen Rücksichten hat man sich so entschieden. Zudem besteht auch die Absicht, die Bahn bis an den Persischen Golf bei Chor-Abdallah zu führen.

Elektrische Hängebahn zur Beförderung von Kohlen. Zwischen Savona und San Giuseppe an der Eisenbahn Savona-Turin ist eine Hängebahn in Betrieb genommen, die in Wagen von 1 t Inhalt die in dem Hafen von Savona anlangende Kohle über die Apenninen hinweg nach dem 20 km entfernten San Giuseppe befördert. Die Gleise ruhen auf 32 m hohen Pfeilern aus Zement. Die Strecke steigt im Apennin auf 520 m Höhe. Die Leistungsfähigkeit der Anlage beträgt 180 t/st.

Das Long Lake-Wasserkraftwerk der Washington Power Co. Die Gesellschaft, die bereits drei Wasserkraftwerke am Spokane-Fluß und ein Dampfkraftwerk betreibt, aus denen ein gewaltiges Elektrizitätsnetz von rd. 860 km Leitungslänge mit Drehstrom von 60000 V gespeist wird, hat den Bau eines neuen Werkes unternommen, das den sonstigen großen amerikanischen Werken an Eigenartigkeit und Größe nicht nachsteht. Die älteren Werke gehören zu den heute üblichen, wenn auch die Anlage Little Falls mit vier Spiralturbinen von je 11000 PS Nennleistung für 22 m Gefälle bereits recht bemerkenswert ist. Die dort aufgestellten Drehstromerzeuger haben insgesamt 20500 KW Dauerleistung. Das nächstgrößte Werk, Post Falls, liefert 11250 KW ins Netz, und das kleinste in der Stadt Spokane leistet 8750 KW.

Die Anlage Long Lake, die jetzt im Bau ist, erhält vier Turbinen der J. P. Morris Co. von je 22500 PS Nennleistung, die je einen Drehstromerzeuger von 13900 KW Dauerleistung antreiben. Die Maschinen können mit der zulässigen Mehrbelastung bis 70000 KW abgeben. Sehr bemerkenswert an dieser Anlage ist die Errichtung einer Talsperre von rd. 60 m Gesamthöhe im Spokane-Fluß, der an der gewählten Stelle 120 m hohe steile Ufer hat. Durch die Sperrmauer wird ein Stausee von 37 km Länge und 0,6 km mittlerer Breite geschaffen, worin 75 bis 100 Mill. cbm nutzbares Wasser für das Long Lake- und Little Falls-Werk aufgespeichert werden können. Das nutzbare Gefäll im Long Lake-Werk beträgt fast 52 m; das Staubecken bildet also für die beiden Werke einen Kraftspeicher von rd. 20 Mill. PS-st. Der Wasserspiegel des Stausees soll bei Hoch- und Niedrigwasser in gleicher Höhe erhalten werden; der Staudamm ist deshalb als Ueberlaufwehr ausgebildet, dessen Ueberfallhöhe zeitweise auf fast 6 m steigen muß. Das soll durch drei je rd. 20 m lange Walzenwehre von 6 m veränderlicher Stauhöhe erreicht werden. Das Turbinenhaus des Werkes wird hinter einer kurzen und rücklaufenden Krümmung des Spokane-Flusses unmittelbar unterhalb des Staudammes errichtet; es kommt auf diese Weise fast genau seitlich von dem Vorbecken des Dammes zu liegen, so daß die vier verhältnismäßig kurzen Druckleitungen, die von einem Seitendamm des Beckens ausgehen, geradlinig verlegt werden können. (Electrical World 22. Juni 1912)

[1]) Nr. 56 vom 10. Juli 1912.

Der neue Hafen am Humber. Voraussichtlich noch in diesem Jahre sollen die neuen Hafenanlagen in Immingham in Betrieb genommen werden, welche die englische Great Central Railway seit dem Jahre 1906 erbaut. Der neue Hafen, der besonders zur Verschiffung der Kohlen aus den Bezirken von Nottingham, Derby und South Yorkshire dient, hat 20 ha Grundfläche und 8,5 m mittlere Tiefe. 8 elektrisch angetriebene Kohlenverlader können stündlich 790 t Kohle bewältigen. Der Hafen bietet ferner Raum zur Lagerung von 100000 t Kohle. Die Gesamtlänge seiner Gleise beträgt 160 km. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 3. Juli 1912)

Fahrbarer Steinbrecher mit Druckluftantrieb unter Tage. Auf der Zeche Auguste Viktoria in Hüls bei Recklinghausen ist seit etwa einem halben Jahr ein fahrbarer Steinbrecher im Betrieb, der die bei den Gesteinarbeiten gewonnenen Sandsteine an Ort und Stelle oder an einer Sammelstelle unter Tage zerkleinert. Das gebrochene Gut wird an Stelle von Betonkies zu Betonarbeiten in den Richtstrecken und Querschlägen verwandt. Infolgedessen braucht man die Berge nicht aufwärts zu fördern und spart anderseits die Anschaffungsgelder und Förderkosten für den Betonkies. Der von Fr. Gröppel in Bochum gebaute Brecher hat eine Maulweite von 500×300 qmm, die durch Verdrehen einer Exzenterwelle, auf der die stillstehende Backe befestigt ist, verstellt werden kann. Der 15pferdige Zwillings-Druckluftmotor hat 160 mm Zyl.-Dmr. und 150 mm Hub bei 240 Uml./min und treibt die Backen durch einen Riemen an. Während des Betriebes wird der Brecher auf den Schienen festgeklemmt. Die Länge der ganzen Maschine beträgt 3000, die Breite 850, die Höhe 1350 mm. (Glückauf vom 6. Juli 1912)

Preisausschreiben. Von der Adolf von Ernst-Stiftung[1]) an der Königl. Technischen Hochschule Stuttgart ist folgendes Preisausschreiben erlassen worden: »Es wird eine kritische Abhandlung verlangt über neuere Bremseinrichtungen bei Hebezeugen unter eingehender Erörterung der jeweils Einfluß nehmenden Konstruktions- und Betriebsverhältnisse. Die Darstellung muß die Anforderungen, die sich durch die gesteigerten Arbeitsgeschwindigkeiten ergeben haben, sowie die Lücken, die nach dem heutigen Stand unserer Erkenntnisse bestehen, deutlich hervortreten lassen. Soweit es dem Bewerber möglich ist, sollen die Grundlagen für die Berechnung von Bremseinrichtungen durch Versuche erweitert werden.« Gemäß der Verfassung der Stiftung gelten für die Preisausschreibung folgende Bestimmungen: Die Arbeiten, die in deutscher Sprache abgefaßt sein müssen, sind spätestens am 1. Juli 1914 an das Rektorat der Technischen Hochschule in Stuttgart abzuliefern. Jede Arbeit ist mit einem Kennwort zu versehen und ihr ein Zettel mit dem Namen und dem Wohnort des Verfassers in versiegeltem Umschlag beizugeben, der als Aufschrift das gleiche Kennwort trägt. Die Bewerbung ist nur an die Bedingung geknüpft, daß der Bewerber mindestens 2 Semester der Abteilung für Maschineningenieurwesen einschließlich der Elektrotechnik an der Technischen Hochschule Stuttgart als ordentlicher oder außerordentlicher Studierender angehört hat. Das Preisgericht besteht aus sämtlichen Mitgliedern des Abteilungskollegiums. Den Preis von 1600 ℳ erteilt das Preisgericht. Letzteres ist, wenn die Arbeit den Anforderungen nicht voll entspricht, berechtigt, einen Teil des Preises als Anerkennung zu verleihen. Die mit dem Preise bedachte Arbeit ist vom Verfasser spätestens innerhalb Jahresfrist zu veröffentlichen.

[1]) Vergl. Z. 1908 S. 1017.

Patentbericht.

Kl 10. Nr. 241821. Spalten des austretenden Kokskuchens. Franz Brunck, Dortmund. Vor dem zu entleerenden Koksofen wird eine mittels des Zapfens *a* im Boden befestigte pflugscharartige Vorrichtung *b* aufgestellt, die den austretenden Kokskuchen in der Mitte an seiner natürlichen Trennungsfuge *c* spaltet und die beiden Hälften ohne Sturz auf den Kokslöschplatz niederlegt.

Kl. 18. Nr. 241118. Kühlen von Ofenköpfen. P. Martin, Düsseldorf. Zwischen die Gas- und Luftzüge ist ein nach vorn offener Rahmen *a* eingebaut, der mit einem Windkasten *b* verbunden ist. Diesem wird Dampf oder Luft durch Rohr *c* zugeführt und durch Düsen *d* gegen das Mauerwerk *e* des Ofenkopfes getrieben. Das Kühlmittel zieht dann seitlich ab.

Kl. 35 Nr. 237954. Treppenaufzug. A. Gavryloff, Warschau. Die aufklappbaren, auf in den Wänden des Treppenhauses oder am Geländer gelagerten Schienen *a, a* laufenden Plattformen *b, b* sowie durch Podeste *c* unterbrochenen Treppenabsätze *d, f* sind durch ein endloses Seil oder Kette *g* so verbunden, daß nach Einrücken des Antriebmotors *h* beide Plattformen entweder sich gleichzeitig dem Podest *c* nähern oder sich von ihm entfernen.

Kl. 35 Nr. 238118. Hubmagnet E. Beck, Dresden. Der für Gleichstrom bestimmte Elektromagnet *a* ist in dem vom elektrischen Strom durch die Spule *c* magnetisch erregten Teil durch Luftschlitze *d* oder Stoffe von großem magnetischem Widerstand derart in einzelne Pole *f* zerlegt, daß eine Ablenkung der Kraftlinien von einem Polteil zum andern vermieden wird. Mit dem Kern des Magneten sind die einzelnen Polteile fest verbunden, oder aus einem Stück gebildet. Außer den Polteilen *f* des äußeren Ringes *r* ist der Magnet noch einen Innenpol *b*.

Kl. 59. Nr. 239385. Injektor mit herausnehmbarem Düsensatz. H. Wintzer, Halle a. S. Die Düsen *a, b, c* sind in die herausnehmbare Hülse *d* nacheinander lose eingeschoben. Jede Düse ist mit stelzenartigen Rippen *e* versehen, die gegen eine Fläche an der vorhergehenden Düse treten und den gegenseitigen Abstand sichern.

Kl. 77. Nr. 245790. Halbstarres Luftschiff. M. Ruhland, Heinrichskirchen, Oberpfalz. Der Tragkörper des Luftschiffes wird von einem sich von den beiden Enden gegen die Mitte erst rasch, dann allmählich verengenden zentralen Kanal, in dem die Triebschraube arbeitet, durchbrochen. Dieser Kanal ist durch ein Stahlrohrgerüst aus geraden Längsrohren *h*, die in entsprechenden Abständen durch Rohrringe *i* miteinander verbunden sind, versteift. Von *i* gehen innerhalb der Hülle Verschnürungen aus, welche zur äußeren Tragkörperhülle und zu Schottwänden führen, die mit schlauchartigen, vom Innern abgeschlossenen Hohlräumen *m* versehen sind. Der Kiel wird durch außenliegende halbkreisförmige Querrohre *l* gebildet.

Kl. 77. Nr. 246199. Luftschiff. J. Schütte, Danzig-Langfuhr. Die äußere Hülle *h* des Luftschiffes spannt sich über Längsträger *l* aus Aluminium, Holz oder sehr dünnem Stahl. Der zwischen den Trägern verbleibende Hohlraum ist mit einer Reihe gewöhnlicher Kugelballons *b* ausgefüllt. Die Längsträger sind untereinander durch ringförmige Gitterträger g_1 bis g_{12} verbunden, die durch rundumlaufende Dreieckverbände versteift sind. Zwischen den Kugelballons *b* verbleiben ringförmige Hohlräume *r* von dreieckigem Querschnitt, die durch eine Reihe von sogenannten Ringballons b_1 ausgefüllt sind.

Kl. 77. Nr. 246564. Hubvorrichtung für Flugzeuge. G. Mees, Charlottenburg. Die beiden sich in entgegengesetzter Richtung drehenden Räder *a* und *b* des unter einem offenen Schirm *s* angeordneten Propellers werden von 2 gleichfalls in entgegengesetzter Richtung kreisenden Schaufelkränzen *c* und *d* einer Dampfturbine angetrieben, von denen der obere, *c*, mit dem unteren Rade *b* fest verbunden ist. Die durch das obere ventilatorartige Rad *a* zugeführte Luft wird durch das untere, sehr schnell umlaufende Rad *b* gegen den parabolisch gekrümmten Tragschirm *s* geschleudert, ebenso wie der aus der Dampfturbine austretende Dampf.

Angelegenheiten des Vereines.

Sitzung des Wissenschaftlichen Beirats

am 9. Juni 1912 in der Liederhalle zu Stuttgart.

(Beginn nachmittags 4½ Uhr)

Anwesend die Herren Taaks (Vorsitzender), v. Bach, Görges, G. Linde, D. Meyer, v. Rieppel, Sulzer, Veith, Wüst und Seyffert (Schriftführer).

Entschuldigt fehlen die Herren Reichel, Reinhardt und v. Linde.

Vor Eintritt in die Tagesordnung gibt der Vorsitzende von der Stiftung des Hrn. Dr.-Ing. Ernst Körting im Betrage von 15000 *M* für wissenschaftliche Untersuchungen Kenntnis. Es wird darüber beraten, ob man diesen Betrag für bestimmte Untersuchungen aufbrauchen oder ihn kapitalisieren und nur die Zinsen für die Versuche verwenden solle. Hr. Taaks wird bei Hrn. Körting persönlich anfragen, in welcher Weise er den Betrag am liebsten verwendet sehen möchte.

Bericht über die im Gange befindlichen Arbeiten.

Hr. D. Meyer teilt mit, daß von dem für 1912 zu Versuchszwecken usw. bewilligten Betrage von 75000 *M* noch 7700 *M* zur Verfügung stehen. Neue Anträge für 1912 liegen im Gesamtbetrage von 15500 *M* vor, so daß, wenn sie sämtlich bewilligt werden, eine Ueberschreitung um 7800 *M* stattfinden würde.

Hr. D. Meyer berichtet alsdann über den Stand der im Gange befindlichen Versuchsarbeiten.

Neue Anträge.

1) Prof. Dr. Knoblauch, München: Antrag auf Bewilligung von 3000 *M* für Fortsetzung der Versuche über die Wärmeleitfähigkeit von Isolierstoffen. Die bisherigen Untersuchungen bezogen sich auf Temperaturen von derjenigen der flüssigen Luft bis 500° C. Es erscheint wünschenswert, sie bis zu den höchsten in der Praxis vorkommenden Temperaturen, bis etwa 1500° C, fortzusetzen.

Der Antrag wird einstimmig befürwortet. Hr. Wüst spricht den Wunsch aus, unter den Isolierstoffen auch die Silikasteine berücksichtigt zu sehen. Hr. Knoblauch soll gebeten werden, sich mit Hrn. Wüst darüber in Verbindung zu setzen.

2) Prof. Dr. Knoblauch, München: Antrag auf Bewilligung von 2500 *M* zur Fortführung der Versuche über den Wärmeübergang von Heizgasen an gesättigten und überhitzten Dampf. Die Versuche sollen den Wärmeübergang von überhitztem Dampf an Rohrwandungen und die Abhängigkeit von Temperaturminderung, Verdampfungszustand, Rohrdurchmesser usw. feststellen.

Auch dieser Antrag wird einstimmig befürwortet.

3) Geh. Hofrat Prof. Dr. Mollier, Dresden, und Prof. Dr.-Ing. Nägel, Dresden: Antrag auf Bewilligung von 5000 *M* zur Fortführung der Versuche an Wärmekraftmaschinen (Untersuchung eines Gleichstromdampfzylinders).

Die bisher bewilligten Mittel sind aufgebraucht und auch der Verfügungsfonds des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule Dresden schon stark in Anspruch genommen.

Der Antrag wird einstimmig befürwortet.

4) Geh. Reg.-Rat Prof. Tammann, Göttingen: Antrag auf Bewilligung von 5000 *M* zur Fortsetzung seiner Arbeiten:

a) Aenderungen der Eigenschaften der Metalle bei ihrer Bearbeitung,

b) Fortsetzung der den festen Zustand überhaupt betreffenden Arbeiten.

Erwünscht wäre es, Messungen unter Drücken von 400 bis 1200 at ausführen zu können, nachdem Prof. Bridgeman von der Harvard-Universität die Druckgrenze gleichfalls so weit hinausgeschoben hat.

Die Anstellung dieser Versuche wird grundsätzlich als zweckmäßig befürwortet, die Bewilligung des Betrages soll aber erst für das nächste Jahr beim Vorstand beantragt werden. Erwünscht erscheint es, daß Hr. Tammann über seine Versuche, über die er an verschiedenen Stellen berichtet hat, die dem Ingenieur weniger zugänglich sind, einen zusammenhängenden Bericht für die Zeitschrift verfaßt; es soll ihm ein dahingehender Wunsch ausgesprochen werden.

5) Baudirektor Prof. Dr.-Ing. v. Bach, Stuttgart: Antrag auf Bewilligung von 2000 *M* für Versuche über den Einfluß der Wärmebehandlung bei Flußeisen.

Diese Versuche werden als wertvoll und erwünscht anerkannt. Die Bewilligung des Betrages soll für das nächste Jahr beantragt werden.

Hr. v. Bach macht darauf aufmerksam, daß die Anzahl der zur Veröffentlichung angebotenen und bei der Redaktion der Forschungshefte liegenden Arbeiten so groß sei, daß zwischen der Einreichung und der Veröffentlichung ein unerwünscht langer Zeitraum liege. Infolge Annahme des Beschlusses, die Forschungshefte nicht nur für solche Arbeiten, deren Ergebnisse durch Versuche gefunden sind, sondern auch für theoretische Abhandlungen zur Verfügung zu stellen, sei zu erwarten, daß wertvolles Material in noch größerem Maße einlaufen werde. Es sei daher zu wünschen, daß die Anzahl der jährlich herauszugebenden Hefte vermehrt werde. Die dadurch entstehenden Unkosten spielten im Verhältnis zu der Bedeutung der Forschungsarbeiten keine Rolle.

Eine derartige Vermehrung der Forschungshefte wird von allen Seiten gutgeheißen.

Im Zusammenhang hiermit regt Hr. v. Bach an, daß die Redaktion der Forschungshefte und der Zeitschrift in besondern Fällen wegen der Veröffentlichung von Abhandlungen die Entscheidung des Wissenschaftlichen Beirates herbeiführen möge, falls sie das für geboten erachte.

Der Wissenschaftliche Beirat stimmt dieser Anregung zu.

(Schluß der Sitzung 7¼ Uhr.)

Seyffert.

Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure.

Die Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure, die sich auf die hinterlassenen handschriftlichen Aufzeichnungen von Th. Peters stützt, ist soeben erschienen und kann von der Geschäftstelle des Vereines, Berlin NW. 7, Charlottenstraße 43, bezogen werden. Der Preis beträgt bei postfreier Zusendung gegen Voreinsendung des Betrages oder Postnachnahme 2,30 *M* für Mitglieder im Inland; 2,60 *M* für Mitglieder im Ausland; 3,50 *M* für Nichtmitglieder.

Auf Beschluß des Vorstandes und der 50sten Hauptversammlung sind die Aufzeichnungen von Th. Peters, die die Zeit von der Gründung am 12. Mai 1856 in Alexisbad bis zum Jahre 1896 umfassen, bis zum wichtigsten Abschnitt in der neueren Vereinsgeschichte, der Annahme der neuen Satzung durch die Hauptversammlung in Danzig 1910, an der Hand der Akten und von Mitteilungen angesehener Vereinsmitglieder ergänzt worden.

Ein ausführliches Namen- und Sachverzeichnis soll die Benutzung des Buches erleichtern, während die zahlreichen Quellennachweise dem, der tiefer in die Vereinsgeschichte eindringen will, als Wegweiser dienen sollen.

An diese chronologische Darstellung der Vereinsgeschichte sollen sich später in zwangloser Folge Einzeldarstellungen schließen, die die Tätigkeit des Vereines auf seinen Hauptarbeitsgebieten schildern. Auch hierfür liegen die Anfänge in der hinterlassenen Handschrift von Th. Peters schon vor.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der Nummer 26 dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Von den Mitteilungen über Forschungsarbeiten, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das 119. Heft erschienen; es enthält:

Arno Seyrich: Ueber die Einwirkung des Ziehprozesses auf die wichtigsten technischen Eigenschaften des Stahles.

Der Preis des Heftes beträgt 2 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 *M* beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 30. **Sonnabend, den 27. Juli 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Das Wasserkraftwerk „El Molinar" am Jucar.[1]

Von **K. Meyer**, Berlin.

Das von einer spanischen Gesellschaft, der Sociedad Hydroelectrica Española, an der Grenze der Provinzen Albacete und Valencia errichtete Werk erzeugt hochgespannten Drehstrom, der nach den Städten Madrid, Valencia, Alicante, Alcoy und Cartagena übertragen wird. In Madrid arbeitet die Gesellschaft zusammen mit mehreren andern Elektrizitätswerken, mit denen sie zum Teil ein Uebereinkommen für Stromabgabe oder ein solches für Bezirkeinteilung getroffen hat. Trotz der großen Entfernung von 254 km zwischen Molinar und Madrid ist es der Gesellschaft möglich, den mit rd. 70000 V übertragenen Drehstrom in Madrid zum Preise von nicht ganz 32 ₰/KW-st für Licht und von ungefähr 16 ₰/KW-st für Kraft abzugeben[2].

Das Werk liegt in einer sehr entlegenen Gegend. Die Bauarbeiten sind deshalb in verschiedener Hinsicht sehr schwierig gewesen. Die schweren Maschinenteile und Baustoffe mußten von der Eisenbahnstation Almansa mit Fuhrwerk auf einer Landstraße und sodann auf einer 20 km langen, besonders für diesen Zweck erbauten Straße befördert werden. Das war nicht leicht, weil die neue Straße mit ihren starken Steigungen und scharfen Krümmungen für schwere Gewichte wenig geeignet war. Die Entfernung von Almansa nach der Abladestelle beträgt 55 km. Von hier aus mußten die Maschinenteile und Baustoffe mit einer Seilbahn von 100 m Höhenunterschied nach der Baustelle des Kraftwerkes hinunter geschafft werden. Ebenso schwierig war es, die erforderlichen einheimischen Arbeiter heranzuziehen, anzulernen und sie sowie die bei der Anlage beschäftigten Nichtspanier, hauptsächlich Deutsche, zu verpflegen.

Fig. 1.
Wasserfassung. Festes Wehr; links Notablaß, Leerschütze und Kanaleinlauf mit Gebäude für Schützengetriebe.

Fig. 2. Lageplan der Wasserfassung.
Maßstab 1 : 1500.

Die Einrichtung des Werkes mit Maschinen usw. stammt von deutschen Firmen: die Turbinenanlage von J. M. Voith in Heidenheim a. d. Brenz und die elektrische Anlage einschließlich der Fernleitung und der Transformatoren in Madrid von den Siemens-Schuckert Werken G. m. b. H. in Berlin. Die Wasserbauten, Gebäude und dergl. sind von spanischen Ingenieuren entworfen und unter ihrer Leitung ausgeführt worden.

Die Wasserbauten.

Der Name des Werkes rührt von den bei Villa de

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Wasserbau und Wasserkraftmaschinen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

[2] s. a. ETZ 1911 S. 535.

Ves liegenden Wasserfällen El Molinar des Jucar her. Der Fluß entspringt am Fuße des rd. 1800 m hohen Berges Cerro de S. Felipe im Norden der hoch gelegenen und von einem rauhen Klima beherrschten Provinz Cuenca. Er fließt zunächst von Norden nach Süden, wendet sich nördlich von Albacete in der gleichnamigen Provinz nach Osten und kommt in die Provinz Valencia, wo er etwa 17 km hinter der Grenze bei Cofrentes den fast ebenso großen Nebenfluß Cabriel aufnimmt. Von da ab wird er in ausgiebigem Maße für Bewässerungsanlagen ausgenutzt, so daß er während der längsten Zeit im Jahre kein Wasser mehr dem Meere zuführt. Unterhalb Cofrentes kommt der Fluß deshalb für eine Wasserkraftanlage nicht in Betracht. Die beste Gelegenheit dafür bietet die letzte Flußstrecke in der Provinz Albacete. Sie liegt in einem tief eingeschnittenen, schmalen, stellenweise

Fig. 3 und 4.
Ueberfallwehr, verstärktes altes Bauwerk.

sogar schluchtartig verengten Tal und hat ein starkes Gefälle, so daß auf eine Länge des Flusses von rd. 6 km durch eine rd. 5 km lange, vielfach gewundene Oberleitung ein Gefälle von 66,35 m gewonnen werden konnte. Das Nutzgefälle an den Turbinen beträgt bei mittlerem Wasserstande nach Abrechnung der Verluste bei voller Belastung 65,75 m.

Die Wassermenge des Jucar, die etwas gleichmäßiger als in den andern größeren Flüssen Spaniens ist, beträgt in der Gegend des Werkes bei Hochwasser 60 bis 70 cbm/sk und sinkt nicht unter 15 cbm/sk. Die in den hoch gelegenen Gegenden der Provinz Cuenca noch im Mai und Juni eintretenden starken Regengüsse tragen dazu bei, daß die Wassermenge erst gegen Mitte des Sommers ihren kleinsten Wert erreicht. Sie kann in gewöhnlichen Zeiten im Mittel zu rd. 40 cbm/sk und in der trocknen Jahreszeit noch zu 25 cbm/sk angenommen werden. Für die Kraftgewinnung und die Wasserbauten sind 42 cbm/sk zugrunde gelegt. Hiermit lassen sich insgesamt rd. 30000 PS an den Wellen der Turbinen oder 21000 KW an den Klemmen der Dynamomaschinen erzeugen.

Die ursprünglich in Erwägung gezogene Anlage einer Talsperre ist aufgegeben worden. Das tief eingeschnittene Flußbett hätte zwar leicht eine günstige Baustelle für die Staumauer finden lassen, das Gebirge ist jedoch sehr zerklüftet, so daß die Gefahr der Versickerung des Nutzwassers bei einigermaßen hohem Stau zu groß geworden wäre. Immerhin ist es wahrscheinlich, daß bei günstiger Entwicklung

Fig. 5.
Kanaleinlauf mit Gebäude für die Schützengetriebe.

des Stromabsatzes zum Ausgleich der Tagesschwankungen ein kleiner Stauweiher oberhalb der jetzigen Wasserfassung angelegt werden wird.

Die Wasserfassung, Fig. 1 und 2, liegt an einer alten Mühle. Der Fluß hat sich hier wesentlich verbreitert. Man hat das alte Mühlenwehr an dieser Stelle benutzen können, das aus einer Steinschüttung über einem Pfahlrost bestand. Dieses alte Wehr ist etwas aufgehöht und gut verstärkt worden, indem die Stirnseite mit Eisenbeton verkleidet, der Wehrkörper in je 4 m Abstand durch 0,75 m breite Betonrippen befestigt

Fig. 6. Kanalquerschnitt.
Maßstab 1 : 150.

und der Rücken dazwischen mit großen Steinen abgepflastert wurde, Fig. 3 und 4. Auch der Fuß des Dammes ist an der Berg- und Talseite durch Grundmauern aus Beton wesentlich verstärkt worden. Das ausgebaute Wehr ist rd. 78 m lang und 3 m hoch.

Dieses Ueberfallwehr ist am linken Ufer (Fig. 1 und 2 rechts) durch eine Befestigung mit Auffüllung des alten Mühlengrabens begrenzt und geht am rechten Ufer in das Bauwerk für die Wasserstandregelung und den Kanaleinlauf über. Das überschüssige Wasser kann durch einen mit Bohlen verschließbaren Notablaß von 3650 mm l. W. und durch zwei Leerschüsse von je 1500 mm l. W. abgelassen werden. Die Leerschüsse sind durch Schützen verschließbar. Der Kanaleinlauf besteht aus drei Schützenöffnungen von je 2200 mm l. W. Alle Schützen werden mit der Hand bedient.

Fig. 7 und 8.

Stollen im festen Gestein mit geringem Verputz.

Fig. 9.

Ausgemauerter Stollen mit Entwässerungsrinne.

Die Schützengetriebe, auch die für die Leerschüsse, sind in einem kleinen Steingebäude untergebracht, Fig. 5, dessen beide Flügel rechtwinklig zueinander stehen [1]).

Die Oberwasserleitung ist bis zum Wasserschloß 4875 m lang, wovon 2915 m auf insgesamt 8 Stollen und 1960 m auf offene Kanalstrecken entfallen. Der längste Stollen ist 1215 m lang. Die offenen Strecken liegen meist im ersten Teile der Oberwasserleitung, die vom zweiten Kilometer ab mit einigen Unterbrechungen fast durchweg als Stollen ausgebildet werden mußte. Das Sohlengefälle beträgt im Mittel 0,6 vT. Der Kanal hat auf der ersten Strecke etwa 23 qm gesamten lichten Querschnitt, Fig. 6, was ungefähr 3 m Wassertiefe und rd. 2 m/sk Wassergeschwindigkeit der gesamten mittleren Wassermenge von 40 bis 42 cbm/sk entspricht. Die Kanalsohle und die Kanalwände sind in Bruchsteinmauerwerk oder in Beton hergestellt und mit Zement verputzt. In bestimmten Abständen sind, seitlich vom Kanal und tiefer als dessen Sohle liegend, künstliche Abführungen

Fig. 10 bis 13. Kanalstrecke bei der Cueva Amarilla.

Fig. 10.

Die beiden Regelschützen für den Wasserstand und der Grundablaß geöffnet.

Fig. 11.

Ueberfall in Wirksamkeit, Schützen geschlossen.

Fig. 13.

Querschnitt.

Fig. 12. Ueberfallmauer.

Maßstab 1 : 150.

[1]) Die in Fig. 5 sichtbare starke Wellenbildung im Kanal ist natürlich nicht betriebsmäßig, sondern darauf zurückzuführen, daß die Schützen erst kurz vor der Lichtbildaufnahme geöffnet worden waren.

Fig. 14 bis 16. Wasserschloß.

Maßstab 1 : 300.

für Sickerwasser angeordnet, um Undichtheiten in der Kanalsohle anzuzeigen (vergl. den Sammelkanal in der Stollensohle, Fig. 9). An den Abhängen der Bergwände über dem Kanal mußten viele Schutzmauern und Stufen ausgebaut werden, um Steinstürze abzuwehren.

In den Stollen finden sich verschiedene Profile je nach den Eigenschaften der angetroffenen Gesteinart, Fig. 7 bis 9. Zum Teil genügte der Rohausbruch oder ein flacher Verputz der Wände und der Sohle des Tunnels; stellenweise mußten jedoch Sohle, Wände und Decke ausgemauert werden, Fig. 9. Die Teilung der letzten Leitungsstrecke in mehrere Stollenstrecken rührt an einigen Punkten von der Anlage von Querstollen her, die zum Fortschaffen des Ausbruches erforderlich waren. Die Querstollen treten an zwei Stellen am Bergabhang heraus. An der Felsschlucht »La Cueva Amarilla« zwischen Stollen 6 und 7 mußte die Wasserleitung wieder als Kanal mit einer gemauerten Wand an der Talseite weitergeführt werden, Fig. 10 bis 13. Hier mußte auch ein senkrecht zum Kanal fließender Wildbach mit einer 6 m weiten Oeffnung überbrückt werden. Diese Kanalstrecke ist auf rd. 60 m als Ueberfall ausgebildet, Fig. 11. Außerdem sind hier am einen Ende in der Kanalmauer zwei Schützen zum Regeln des Wasserspiegels und etwa in der Mitte ein 1 m breiter Grundablaß angeordnet, der zum Entleeren des Kanales und Reinigen der Sohle usw. dient, Fig. 10. Am zweiten Seitenstollen zwischen Stollen 7 und 8 ist der Kanal erweitert und ein 6,2 m hoher Rechen in das Gerinne eingebaut.

Die Oberwasserleitung geht mit einer Gabelung in zwei 5 m breiten und 6 m hohen Stollen in das zum größten Teil aus dem Felsen ausgesprengte Wasserschloß über, das bei rd. 390 qm Grundfläche und 4,5 m Wassertiefe 1750 cbm Wasser aufnehmen kann, Fig. 14 bis 16. Für den Bau des Wasserschlosses ist fast durchweg Eisenbeton verwendet worden. Die 1,5 m dicke Abschlußmauer an der Talseite ist sicherheitshalber durch Eisenanker an dem Felsen befestigt, aber auch hierbei ist es fraglich, ob das Bauwerk die in Deutschland für ähnliche Fälle übliche hohe Sicherheit bietet. Die Eisenbetondecke wird von 7 ebenfalls aus Eisenbeton hergestellten Pfeilern gestützt und ist mit Luftöffnungen versehen.

Fig. 17. Druckrohrleitung.

Maßstab 1 : 625.

Vom Wasserschlosse führen im vollen Ausbau fünf (jetzt vier) Druckrohre nach dem Turbinenhause. Die Rohreinläufe sind durch je eine Doppelschütze von 2 × 1050 mm l. W. und 2860 mm lichter Höhe abschließbar; das obere Ende der Rohre ist mit den Schützengestellen vernietet. Die Schützen werden durch Windwerke mit Handantrieb betätigt, an deren Stelle später elektrische Antriebe treten sollen. Die Druckrohre, Fig. 17, haben rd. 95 m Länge von den Schützengestellen bis zum Turbinenkessel. Davon ist ein 3 m langes Stück in Beton eingebettet, an das sich ein kegeliges Rohrstück von 16 mm Wandstärke zum Anschluß an den Turbinenkessel ansetzt. Die lichte Weite der Druckrohre beträgt durchweg 2,25 m, die Wandstärke 7 bis 11 mm. Sie stammen aus einem nordspanischen Walzwerke, wurden in 3 m langen Stücken aus je 3 zusammengenieteten Schüssen geliefert und an Ort und Stelle zusammengenietet. Die Rohre sind im Grundriß in gerader Linie verlegt. In der senkrechten Ebene haben sie zwei Krümmungen. An mehreren Punkten sind sie durch Bügel aus Eisenbahnschienen verankert. Ausdehnungsflansche befinden sich am oberen Ende hinter den Schützen. Die Rohre haben sich bei den Proben von Anfang an dicht gezeigt.

Das Kraftwerk, Fig. 18, besteht aus einem 42,5 m langen, 14 m breiten und 10 m hohen Maschinenhaus und aus einem dreigeschossigen Schalthause von 30 × 32 qm Grundfläche. Die in Eisenbeton ausgeführten Decken werden nur durch wenige Betonpfeiler gestützt. Die Zwischenwände sind nicht als Tragwände ausgeführt, sondern zur Begrenzung der ein-

Fig. 18.

Kraftwerk von oben gesehen, rechts oben Wasserschloß, darüber befindet sich eine Drahtseilbahn (nicht erkennbar), durch welche alle Bauteile befördert wurden; links oben das Haus für Sicherheitsvorrichtungen.

zelnen Innenräume nachträglich eingebaut. Zum Kraftwerke gehört auch noch ein besonderes Gebäude, das am Bergabhange gegenüber dem Wasserschloß errichtet ist und die Schutzvorrichtungen der Anlage gegen elektrische Ueberspannungen enthält.

(Schluß folgt.)

Der moderne Industriebau in technischer und ästhetischer Beziehung.[1]

Von **Karl Bernhard.**

(Vorgetragen in der 53. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Stuttgart 1912.)

(Fortsetzung von S. 1147)

II. Die bautechnischen Grundlagen der Fabrikbauten.

C) Die äußeren Mittel zur Raumumschließung.

Die bauliche Gestaltung, besonders die des inneren Tragwerkes, hängt von den äußeren Mitteln zur Raumumschließung ab. Ob man ein- oder mehrstöckig baut, hängt erstens von den Kosten des Grundstückes ab, zweitens aber davon, ob der Fabrikbetrieb größere zusammenhängende Grundflächen in einer Ebene fordert und inwieweit diese durch Seitenlicht belichtet werden können. Teuere Grundstücke werden zweifellos durch mehrstöckige Bauten besser ausgenutzt und deshalb mit Hülfe aller zu Gebote stehenden neuzeitlichen Konstruktionen und Belichtungsmittel für fast jede Industrieart gebrauchsfähig gemacht, selbst wenn es sich um sehr schwere Belastungen handelt. Man wird nur bei mehrstöckigen Betrieben dafür Sorge tragen, daß durch die inneren Verkehrsmittel und die Arbeitsdisposition die Kosten für die erforderlichen senkrechten Transporte möglichst eingeschränkt werden. Man muß von oben nach unten arbeiten, d. h. mit der Verarbeitung in den oberen Geschossen beginnen und berücksichtigen, daß die Normaldeckenbelastungen 500 kg/qm betragen und daß einzelne schwerere Maschinenlasten geschickt zu verteilen sind, aber nicht ohne Hülfe des mit der Deckenkonstruktion vertrauten Ingenieurs, namentlich bei Eisenbetondecken.

Stockwerkbauten dürfen sich zur Beschaffung des nötigen Tageslichtes nicht gegenseitig hindern. Damit es im Erdgeschoß nicht zu dunkel wird, darf die Gebäudetiefe nicht zu groß und der Abstand vom Nachbargebäude nicht zu gering sein. Die Gebäudetiefe ist häufig 14 m; bei entsprechender Konstruktion der Fenster und Höhe des Geschosses läßt sie sich aber auch auf 18 m ausdehnen. Die tieferen Gebäude sind nämlich verhältnismäßig billiger und empfehlenswert, wenn außer einem Mittelgang noch Platz zum Abstellen sperriger Fabrikate, z. B. in der Holzindustrie, erwünscht ist. Dem Abstande der Gebäude untereinander liegt die Forderung zugrunde, die Hofbreite möglichst gleich der Höhe des Gebäudes bis zur Dachtraufe zu machen und das Dach nicht steiler als 45° ansteigen zu lassen, damit das durchschnittlich unter diesem Winkel einfallende Tageslicht noch die Kellerfenster treffen kann; s. Fig. 12. Dies ist die weitestgehende Forderung, während man sich im Innern der Städte beispielsweise mit einer Hofbreite begnügt, die um 6 m kleiner ist als die Höhe bis zur Traufe, und damit durchaus keine schlechten Erfahrungen gemacht hat.

Die Treppen müssen in geschlossenen Treppenhäusern liegen, damit der Personenverkehr auch möglich ist, wenn in einem Stockwerke Feuer ausbricht; deshalb feuersichere, selbsttätig zufallende Türen und Lüftungsklappen, um die Verqualmung des Treppenhauses zu vermeiden. Derartige Treppenhäuser sollen bei einem größten Abstande von etwa 25 m von jedem Punkte der Fabrikräume leicht erreicht werden. Geschwungene Treppenläufe sind zu vermeiden, da sie den Verkehr, namentlich für Lasten tragende Personen, stören.

Daß bei der Anordnung der Gebäude zueinander die volle Ausnutzung des Grundstückes gefordert werden muß, soweit es die Bauordnung der Licht- und Luftzuführung und der Feuersicherheit wegen zuläßt, ist fraglos. Das kann mittels vollständig umschlossener Höfe oder von drei Seiten umschlossener Höfe oder durch Gruppierung beider erreicht werden. Bei vierseitig umschlossenen Höfen läßt sich in jedem Geschoß ein innerer Ringverkehr einrichten. Natürlich müssen die Treppenhäuser dann so angelegt werden,

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

daß sie diesen inneren Verkehr nicht unterbrechen. Bei dem in Fig. 12 und 13 dargestellten Wernerwerk der Siemens-Schuckert Werke G. m. b. H. am Nonnendamm bei Berlin sind die Gebäude langgestreckt und schließen sich an Kopfbauten an, haben jedoch für Treppen und Nebenanlagen schmale Verbindungsbauten. Ein einzelner derartiger Block enthält 15 Innenhöfe. Der innere Verkehr gestattet sowohl eine Entwicklung in der Längsrichtung als auch im Kreise, kann sich daher allen Fabrikbedürfnissen eng anpassen. Daß auch in solchen städtischen Bauweisen bei weniger großen Anlagen der Einbau von Kesseln möglich ist, zeigt der bereits erwähnte Erdmannshof, Fig. 14. Nur wechseln leider beständig die behördlichen Vorschriften für den Einbau von Kesseln unter oder über Arbeitsräumen oder unter Höfen. Eine Regelung dieser Frage wäre im Interesse des Industriebaues sehr erwünscht. Die konstruktive Durchbildung eines solchen Stockwerkbaues ist in der Figur deutlich gemacht.

Fig. 12 und 13.
Das Wernerwerk der Siemens-Schuckert Werke G. m. b. H. am Nonnendamm bei Berlin.

Bei eingeschossigen, ebenerdigen Anlagen sind innere Höfe natürlich unzweckmäßig; daher bei der allgemeinen Anordnung von Hallenbauten die Bevorzugung der Längsrichtung. Fig. 15 zeigt den Lageplan nebst Schnitten der neuen Fabrik von R. Wolf in Salbke bei Magdeburg, welche diese Anordnung verbildlicht.

Fig. 16. Neue Gießerei der Maschinenfabrik Eßlingen.
Maßstab 1 : 600.

Fig. 14.

Das Wohn-, Geschäfts- und Fabrikgebäude Erdmannshof in Berlin (vergl. Fig. 1).

Fig. 15.

Lageplan und Schnitte der Maschinenfabrik von R. Wolf in Salbke bei Magdeburg.

Schönebecker Straße

Maßstab 1 : 3000.

Kesselschmiede: 17,0 – 17,0 – 17,0 – 13,0

Gießerei: 12,3 – 17,15 – 12,3 – 7,0

Maschinenhallen: 22,5 – 22,5

Blechschmiede – Bremserei: 18,0 – 14,25 – 8,8 – 18,8

a Roheisenlager
b Koksbunker
c Sandschuppen
c_1 Holzschuppen
d Modelltischlerei
d_1 Modellhaus
e Gießerei
e_1 Metallgießerei
e_2 Putzerei
e_3 Gußreinigungsanlage
f Kesselhaus
g Hauptspeicher
h Blechaufbewahrung
i Kesselschmiede
i_1 Blechschmiede
k Herstellung von Dampfüberhitzern
l Dreschmaschinenwerkstatt
m Montagehalle
n Maschinenhalle
o Schiebebühnenlaufbahn
p Bremserei
q Zimmerei
r Packraum
s Pumpenhaus
t mechanische Werkstatt
u Verladerampe
v Beamtenwohnhaus
w Kantine
x Stallgebäude
y Pförtner

Fig. 17 bis 19. Hochspannungsfabrik der AEG in Berlin.

Fig. 17. Querschnitt durch die Hallen. Maßstab 1 : 600.

Fig. 18. Ausführung bei *A*. Maßstab 1 : 100.

Fig. 19. Grundriß. Maßstab 1 : 1200.

a Fahrstuhl
b Abort

Mit Rücksicht auf die Stützenstellung, deren Abstand durch Betriebsbedingungen festzulegen ist, ergeben sich ein- oder mehrschiffige Hallenbauten. Eine große Reihe von Fabrikbetrieben läßt eine engere Stützenstellung zu, etwa von 5 m Abstand. In modernen Betrieben, namentlich der Schwerindustrie, sind neuerdings die Anforderungen erheblich gestiegen, wenigstens wird, namentlich bei Montagearbeiten, verlangt, daß in einem Schiffe größere Weiten vorhanden sind, ebenso auch größere Höhen, um die Lauf- und Schwenkkrane unterzubringen. Je nach der besondern Eigenart des Betriebes lassen sich an die hohen und weiten Hallen niedrige eingeschossige Anlagen anschließen. Dann erhält man durch Anordnung von senkrechten oder geneigten Fenstern in den über die niedrigen Teile emporragenden höheren Hallen für diese auch eine gute direkte Beleuchtung, etwa nach Art der Basiliken. Derartige Anordnung zeigt die neue Gießerei der Maschinenfabrik Eßlingen, Fig. 16, bei der die Anordnung der Kranbahnen besondere Beachtung verdient. Vielfach sind die Seitenhallen mehrstöckig und bilden noch im oberen Geschoß Arbeitsflure, die nach der Haupthalle zu vollständig offen sind. Sie dienen dann meist der Einzelfabrikation und liefern die fertigen Einzelstücke zum Zusammenbau in die Haupthalle. Auch lassen sich Gruppierungen durch Verbindung mehrgeschossiger Bauten mit Hallen durchführen, wie bei der in der Konstruktion von mir entworfenen Hochspannungsfabrik der AEG, die den hallenartig überdachten Lagerhof dreiseitig umschließt (s. Fig. 17 bis 19), wobei die hofseitige Beleuchtung der unteren Geschosse zu besonderen Vorkehrungen Anlaß gegeben hat. Bei einem Fabrikgebäude wird man bestrebt sein müssen, das Licht möglichst tief in den Raum zu bringen. Dazu muß der Fenstersturz so hoch wie möglich sein und auch sonst die Konstruktion der Decken und der Umfassungsmauern sorgfältig erwogen werden, wie hier zu erkennen ist. Das ist viel wichti-

Fig. 21. Ziseliersaal der Bildgießerei der A.-G. Gladenbeck & Sohn in Friedrichshagen.

ger als die Breitenanordnung der Fenster. Die gleichmäßige Auflösung der ganzen Außenwand in Fenster und Fensterpfeiler würde die beste Lichtverteilung geben. Das ist aber konstruktiv und statisch nicht empfehlenswert, da immer die Hauptstützen des Tragwerkes mehr Pfeilerquerschnitt verlangen und unter keinen Umständen diese statische Forderung durch nach innen vorspringende Pfeiler erfüllt werden soll. Innen müssen die Wände völlig glatt sein, damit derartige Pfeilervorsprünge nicht in der Disposition des Betriebes hinderlich werden. Außerdem ist auch der breitere Tragpfeiler für die Seitensteifigkeit der ganzen Wand erforderlich, namentlich wenn wenig oder gar keine Zwischenwände und aussteifende Treppenhäuser vorhanden sind. So ergibt sich von selbst ein durch die statischen Bedingungen begründeter Rhythmus in der Front, Fig. 20.

Fig. 20.

Straßenfront eines Erweiterungsbaues der Deutschen Kabelwerk-A.-G. in Rummelsburg.

Die Fenster selbst, für welche die verbleibenden Flächen zwischen den Pfeilern zur Verfügung stehen, müßten, falls sie für Holz zu groß sind, in Eisen ausgeführt werden. Nach meinen Erfahrungen ist aber diese meist billigste Anordnung nur bei der Grobindustrie zulässig. Für feinere Arbeiten erweisen sich solche Fenster als zu kalt, die Fensterplätze sind oft gar nicht benutzbar. Jedenfalls müssen übergroße Fenster sorgsam statisch gegen Winddruck durchgerechnet werden, da sie sonst gegen Verwerfung zu wenig widerstandsfähig sind und sich nicht dicht halten lassen. Ich empfehle deshalb, sie durch schmale gemauerte Pfeiler senkrecht zu teilen, wie ich das bei einer Bildgießerei und Kabelfabrik getan habe. Daß das für die Beleuchtung in der Feinindustrie ohne Nachteil ist, geht aus Fig. 21 hervor. Solche schmale Fenster lassen sich leichter dicht halten und aus Holz durchbilden. Fensterflügel in Eisen halten nicht dicht. Besser sind hölzerne Flügel in Holzrahmen, welche in die eisernen Fenster eingebaut werden können. Die Tiefe der Gebäude richtet sich jedenfalls nach der Höhe des Fenstersturzes über dem Fußboden. Sie soll bei einseitigem Licht nicht größer als das Zweifache, bei zweiseitigem nicht größer als das Vierfache dieser Höhe sein. Eine moderne Kellerbeleuchtung zeigt Fig. 22.

Durch Oberlicht ist zweifellos stets völlig gleichmäßige Beleuchtung zu erzielen. Bei den der Erschütterung ausgesetzten Bauten der Schwerindustrie, namentlich bei eisernen Hallen in Verbindung mit fahrbaren Kranen, ist eine Kittverglasung nicht dauernd dicht zu halten. Dort empfehlen sich kittlose Verglasungen mit federnden Dichtungen und sicherer Aufnahme des Schweißwassers, dessen Abtropfen, oder gar das Abtropfen eingedrungenen Regens in das Innere, für die meisten Betriebe unzulässig ist. Aus diesem Grunde hat man sich gegen flachliegende Oberlichte früher sehr ablehnend verhalten und Laternenaufbauten mit senkrechter Verglasung bevorzugt. Heute gibt es jedoch eine Reihe von guten und bewährten Oberlichtkonstruktionen, welche in Neigung 1 : 1, ja sogar bis 1 : 5 und darüber allen praktischen Anforderungen entsprechen. Bei flachen Neigungen lassen sich aber die Glasflächen parallel zum First legen, und dadurch können die quer zum First liegenden Satteloberlichte, welche außerdem teurer sind, vermieden werden. Bei letzterer Anordnung in Reihen dicht nebeneinander sammeln sich in den Kehlen Schmutz und Schnee, und die Helligkeit und Dichtigkeit des Oberlichtes wird mit der Zeit verringert. Außerdem verursachen sie einen großen Wärmeverlust, weil sie wie Kühlrippen wirken. Alle Aufbauten, die steile oder mehr oder weniger senkrechte Glasflächen aufzunehmen haben, sind auch statisch unbequem wegen der größeren Angriffsfläche des Windes. Aus gleichem Grunde muß ich auch die überaus häßliche Sägedachform als veraltet bezeichnen.

Fig. 22.

Modell-Keller der Bildgießerei der A.-G. Gladenbeck & Sohn, Friedrichshagen.

Ihr einziger Vorteil ist der, daß die steilen mit Glas eingedeckten Flächen nach Norden gerichtet werden können, so daß die Räume durch unmittelbare Sonnenbestrahlung nicht leiden. Nach meinen Erfahrungen auch in der Textil- und keramischen Industrie, für welche ich die meiner Praxis entstammenden Beispiele einer mit eisernem Tragwerk ausgebildeten Seidenweberei in Nowawes, Fig. 23, und einer in Eisenbeton konstruierten Steingutfabrik in Flörsheim a. M., Fig. 24, vorführe, ist diese Furcht vor dem unmittelbaren Sonnenlicht wesentlich geringer geworden, da die Betriebe sich durch Besprengen der Glasflächen mit Kalkmilch, welche der Herbstregen wieder abspült, helfen. Für die Möglichkeit der Reinigung derartiger Glasflächen, namentlich auch von innen — hier handelt es sich um Doppelverglasung — ist durch gefahrlose Zugänglichkeit und Begehbarkeit Sorge zu tragen.

Fig. 23.

Eisenbau mit Oberlicht der Seidenweberei von Michels & Cie. in Nowawes.

Maßstab 1 : 125.

Um die raumumschließenden Mittel bei Industriebauten zu vervollständigen, sei auf **Dacheindeckungen** mit wenigen Worten hingewiesen. Das beste ist eine tunlichst fugenlose Dachdeckung, denn sie gestattet möglichst flache Anlage der Dächer bei geringem Eigengewicht. Es gibt Dachpapparten mit eingepreßtem Kies, vergl. auch Fig. 23 und 24, welche, wie ich mich durch eigene Ausführung überzeugt habe, seit 15 Jahren ohne jegliche Unterhaltung geblieben sind. Soll diese Eindeckung gegen Wärme schützen und gleichzeitig ein geringes Eigengewicht haben, so empfiehlt sich die Anwendung von Bimsbeton oder Bimsbetondielen mit Eiseneinlagen. Für steilere Flächen sind solche Dächer allerdings unansehnlich. Falls es auf das Eigengewicht und die Kosten weniger ankommt, ist Schiefer, Ziegel oder dergl. zu empfehlen. Eine Grundregel für die Bildung der Dachhaut sollte sein, einspringende Winkel möglichst zu vermeiden, notwendige Kehlen größer als 135° zu machen.

Fig. 24.

Eisenbetonhallen mit Oberlicht der Steingutwerke in Flörsheim a. M.

Maßstab 1 : 125.

Das einst sehr beliebte Wellblech hat den Erwartungen in bezug auf Dauer durchaus nicht entsprochen. Es dürfte höchstens für den Versand in Frage kommen, weil dann die Dachdeckung von den Eisenmonteuren gleich mitverlegt werden kann, während andre Dachdeckungen nur von geschulten Kräften gut ausgeführt werden.

(Schluß folgt.)

Strömungswiderstände in den Steuerungsventilen einer Kolbendampfmaschine.[1]

Von E. Heinrich.

(Mitteilung aus dem Ingenieurlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart.)

Zur Bestimmung des Verlaufes der Ein- oder Ausströmlinien im Druck-Volumen-Diagramm ist es erforderlich, die Größe der Strömungskoeffizienten zu kennen. Schüle[2]) hat die hier in Betracht kommenden Verhältnisse untersucht und Werte der Koeffizienten für einzelne Steuerungsarten ermittelt; doch erschien eine Weiterverfolgung der Aufgabe wünschenswert. Mittel aus der Robert Bosch-Stiftung ermöglichten eine solche.

Im folgenden ist versucht worden, mit Hülfe von Indikatordiagrammen die Größe der genannten Koeffizienten für die Hauptdampfmaschine des Ingenieurlaboratoriums zu bestimmen, die für die vorliegenden Versuche als Einzylinder-Kondensationsmaschine geschaltet war. In Fig. 1 und 2 ist der Zylinder mit Steuerung dargestellt. Seine Hauptabmessungen sind in gewöhnlichem Zustand:

Hub	761,5 mm
Bohrung (warm)	250,8 »
Dmr. der Kolbenstange zu beiden Seiten des Kolbens	70 »
schädlicher Raum auf Bodenseite in vH des Hubraumes	5,5 vH
schädlicher Raum auf Deckelseite in vH des Hubraumes	4,9 »
Oberfläche des schädlichen Raumes auf Bodenseite	0,3735 qm
» » » » » Deckelseite	0,3207 »

Fig. 3 und 4 zeigen das Einlaßventil, Fig. 5 und 6 das Auslaßventil; die freien Maße beziehen sich auf Bodenseite (hinten), die eingeklammerten auf Deckelseite (vorn); der obere Sitz ist kegelförmig mit dem Kegelwinkel 45°, der untere bildet eine wagerechte Ebene. Der Durchtrittquerschnitt in qcm ist innerhalb der hier in Betracht kommenden Ventilerhebungen zu setzen:

$$f = \pi \left(\frac{d_1}{\sqrt{2}} + d_2 \right) h \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (1),$$

worin h den Ventilweg, d_1 und d_2 die mittleren Durchmesser der Sitze in cm bedeuten. Dies ergibt für die Einlaßventile:

$$f = 3{,}14 \left(\frac{9{,}9}{\sqrt{2}} + 9{,}35 \right) h = 51{,}37\, h,$$

für die Auslaßventile:

$$f = 3{,}14 \left(\frac{10{,}55}{\sqrt{2}} + 9{,}9 \right) h = 54{,}53\, h.$$

Der für die Versuche verwendete Sattdampf von rd. 7,2 at Ueberdruck wurde einem mittelbar mit Dampf von 10 bis 12 at Ueberdruck geheizten Dampfgefäß entnommen. Der Heizdampf strömt in diesem Gefäß durch ein Bündel senkrechter Rohre, deren Heizfläche zum großen Teil zur Trocknung des Arbeitsdampfes verwendet wird. Es darf also wohl angenommen werden, daß das Dampfgefäß technisch trocknen Dampf lieferte.

Für die Größe des schädlichen Raumes und dessen Oberfläche sind bei den Versuchen, die auch andern Zwecken dienten und über die später eingehend berichtet werden soll, verschiedene Verhältnisse geschaffen worden[3]). Unverändert gehalten wurden Einlaßdruck, Füllung und Umlaufzahl, verändert der Druck im Auspuffrohr. Ferner wurden die Versuche mit Mantel- und Deckelheizung und ohne Heizung durchgeführt. Die mittlere Wandtemperatur des hinteren Zylinderdeckels wurde bei den Bohrungen c und d, Fig. 1 und 2, mit Thermoelementen ermittelt, wobei sich die zur Messung dienenden Lötstellen in einem Abstand von 4 mm von der inneren Oberfläche befanden. Der Dampfverbrauch wurde durch Kondensat- und Speisewassermessungen in 2- bis 2½stündigen Versuchen festgestellt.

Aufgenommen wurden neben normalen Kolbenwegdiagrammen solche des Ein- und Auslaßventilkastens an den Stellen a und b der Figuren 1 und 2, Ventilerhebungsdiagramme der Ein- und Auslaßventile, endlich versetzte Diagramme, bei denen die Trommel mittels Kurbelschleife von einer der Hauptkurbel um 90° voreilenden Kurbel aus angetrieben wurde[1]). Die Ausströmlinien wurden bei Kolbenweg- und versetzten Diagrammen auch mit schwachen Federn geschrieben.

In der Regel wurden Kolbenwegdiagramme oder versetzte Diagramme gleichzeitig mit Einlaßventilerhebungsdiagrammen genommen, um den vorhandenen, wenn auch geringen Schwankungen des Ventilhubes Rechnung zu tragen, unmittelbar vorher oder darauf die Diagramme der Ventilkästen. Die kleine zeitliche Verschiebung erschien zulässig, weil es gelang, den Einlaßdruck — ebenso wie das Vakuum im Auspuffrohr — in engen Grenzen unverändert zu halten.

Zahlentafel 1 enthält die für den vorliegenden Zweck in Frage kommenden Ergebnisse von 5 Versuchen. Die Versuche 4 und 5 sind herangezogen worden, um den Einfluß hohen Expansions-Enddruckes auf die Größe des Koeffizienten der Auslaßventile im Hochdruckgebiet zu bestimmen, d. i. für den Teil der Ausströmung, während dessen das Verhältnis der Drücke vor und hinter dem Ventil das kritische Druckverhältnis 1,73 überschreitet (s. u. die der Gleichung (3) vorangehende Bemerkung). Die Zeilen 7 und 8 zeigen die kleinsten Diagrammdrücke in Zylinder und Auslaßventilkasten und lassen erkennen, daß für die vorliegende Maschine der Druck im Zylinder bei einem Vakuum von rd. 92 vH im Auslaßventilkasten — Versuch 2 — vollständig im Hochdruckgebiet verläuft, beim Vakuum von rd. 85 vH — Versuch 3 — das Niederdruckgebiet erreicht, d. h. das kritische Druckverhältnis unterschritten wird, beim Vakuum von 75 vH — Versuch 1 — jedoch der größte Teil der Ausströmlinie im Niederdruckgebiet verläuft. Von Interesse ist auch die sich aus Versuch 2, Zeile 6 und 7, ergebende Tatsache, daß der Druck im Zylinder bei hohem Vakuum unter den mittels Quecksilbervakuummeters gemessenen mittleren Druck im Auslaßventilkasten sinken kann. Zeile 12 enthält den üblichen Rechnungswert für die mittlere Dampfgeschwindigkeit in der Steuerung: $\mu = \frac{c_m F}{f_{max}}$, worin $c_m = \frac{H n}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit, F die nutzbare Kolbenfläche, f_{max} der kleinste Durchtrittquerschnitt der Steuerung bei ganz geöffnetem Ventil ist. Auf die in den übrigen Zeilen enthaltenen Werte wird später zurückzukommen sein.

Die zu ermittelnde Erfahrungszahl ist das Verhältnis der tatsächlich durch das Ventil tretenden, durch den Versuch bestimmten Dampfmenge zu derjenigen Dampfmenge, welche bei Abwesenheit von Einschnürung und Widerständen durch das Ventil treten würde. Je nachdem nun die beiden

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 45 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Z. 1906 S. 1900 u. f.; W. Schüle: Zur Dynamik der Dampfströmung in der Kolbendampfmaschine.

[3]) Die Dampfmaschine hat die von C. Bach getroffene Einrichtung, den schädlichen Raum durch Verstellung des Kurbelzapfens mehr oder weniger stark zu verändern.

[1]) Diese Einrichtung ist von C. Bach so getroffen worden, daß die Rechtwinkligkeit der Indikatorkurbel zur Dampfmaschinenkurbel auch bei Verstellung des Zapfens der letzteren aufrecht erhalten bleibt. Die »versetzten Diagramme« wurden in ausgedehntem Maße bereits 1885 genommen. Vergl. Bach, Z. 1886 S. 421 u. f.: »Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbsttätiger Pumpenventile«.

Größen auf einen bestimmten Zeitpunkt während des Strömungsvorganges bezogen oder vom Beginn desselben bis zum betrachteten Zeitpunkt gerechnet werden, können zwei Koeffizienten unterschieden werden, nämlich der Augenblickswert μ_m und der Summenwert μ. Für das Ende der Füllung oder des Ausströmens bestimmt, faßt der letztere Wert den Einfluß von Einschnürung und Verlusten während des Gesamtvorganges zusammen und stellt somit einen Durchschnittswert für die Strömungszeit dar.

Um die Untersuchungen einfach zu gestalten, erschien es zweckmäßig, vom zeitlichen Verlauf der Vorgänge auszugehen. Es sind deshalb aus den vorhandenen Diagrammen die Zeitkurven der grundlegenden Größen: des Druckes vor dem Einlaßventil, im Zylinder und hinter dem Auslaßventil, sowie der Querschnitte bestimmt worden. Dabei wurden teils zusammengehörige Einzeldiagrammsätze, teils Mittelwerte aus den Diagrammen solcher Versuchzeiten genommen, für die alle Verhältnisse besonders gute Gleichmäßigkeit aufwiesen [1]. In Fig. 7 sind diese Werte für den Einlaß, Bodenseite des Versuches 1, in Fig. 12 für den Auslaß, Deckelseite des Versuches 3 dargestellt.

Fig. 1 und 2.

Längsschnitt.

Deckelseite

Bodenseite

Einlaß.

Bezeichnen zu irgend einem Zeitpunkte während der Einströmung p_a und p die absoluten Drücke im Ventilkasten und Zylinder in kg/qcm, v_a das spezifische Volumen des Dampfes im Ventilkasten in kg/cbm, f den Ventilquerschnitt in qcm, so ergibt sich das sekundliche Dampfgewicht bei einschnürungs- und verlustfreier Strömung in g:

$$g_0 = \psi f \sqrt{\frac{p_a}{v_a}} \quad \quad (2).$$

In diesem Ausdruck ist eine etwaige Zuströmgeschwindigkeit zum Ventil nicht berücksichtigt, der Strömungsvorgang ist aufgefaßt als Ausfluß aus dem durch das Ventilge-

[1] Bei den Versuchsarbeiten bin ich von den Herren Stückle, Goll und Kolb unterstützt worden.

Zahlentafel 1.

	Versuchsnummer		1	2	3	4	5
1	Art des Versuches		mit Heizung	mit Heizung	ohne Heizung	ohne Heizung	mit Heizung
2	Hub	mm	761,5	761,5	701,9	561,5	561,5
3	mittlerer schädlicher Raum in vH des Hubvolumens	vH	5,2	5,2	8,7	24,9	24,9
4	mittlere Oberfläche des schädlichen Raumes	qm	0,347	0,347	0,663	0,448	0,448
5	mittlerer Druck vor dem Absperrventil	kg/qcm abs.	8,25	8,28	8,25	8,28	8.27
6	» » im Auslaßventilkasten	»	0,257	0.084	0,149	—	—
7	kleinster Druck im Zylinder	»	0,256	0,078	0,161	0,189	0.159
8	» » im Auslaßventilkasten	»	0,240	0,032	0.120	—	—
9	Druck im Kondensator	»	0,247	0,031	0.118	0,100	0.101
10	mittlere Wandtemperatur des Deckels	°C	153	153	143	—	—
11	Uml./min		92,57	92,73	92,70	92,60	92.64
12	mittlere Dampfgeschwindigkeit im Ventil $u = \frac{c_m F}{f_{max}}$ Einlaß	m/sk	45,0	16,5	39,5	—	—
	Auslaß	»	24,4	24,5	22,5	18,0	18,0
13	indizierte Leistung Bodenseite	PSi	21,18	22,62	21,42	21,02	22,04
	Deckelseite	»	22,18	23,61	22,81	22,50	23,67
	Summe	»	43,36	46,23	44,23	43,52	45,71
14	in den Zylinder gelangendes Dampfgewicht g	kg/st	384,8	390,9	567,7	600,5	535,1
		g/Uml.	69,3	70,3	102,1	108,1	96,3
		g/Hub-Deckelseite	35,4	35,9	52,6	55,9	49,8
15	Expansionsdruck Deckelseite	kg/qcm abs.	1,927	1,951	2,208	3,025	3,245
16	spez. Dampfmenge bei Beginn des Ausströmens, Deckelseite		0,761	0,784	0,570	0.708	0,833

Hochdruckzylinder.

Querschnitt.

Maßstab 1 : 15.

häuse gebildeten, unter annähernd gleichem Druck gehaltenen Raum in den Zylinder. Der Spannungsabfall zwischen Indikatoranschluß und Ventilgehäuse darf im vorliegenden Falle gegenüber dem Spannungsabfall im Ventil selbst vernachlässigt werden.

Im Ausdruck (2) ist $\psi = 19{,}9$ zu setzen, so lange $\frac{p_a}{p}$ größer ist als das kritische Druckverhältnis 1,73, und es wird mit $k = 1{,}135$ für trocken gesättigten Anfangszustand

$$\psi = \sqrt{2g\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_a}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_a}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad . \quad . \quad (3),$$

wenn das Druckverhältnis $\frac{p_a}{p}$ jenen Wert unterschreitet. Für nassen Anfangszustand ändert sich die Größe ψ so wenig, daß mit Rücksicht auf den im vorliegenden Fall überhaupt erreichbaren Genauigkeitsgrad mit den angegebenen Werten gerechnet werden kann.

In Fig. 8 sind die nach Gl. (2) und (3) berechneten Werte der Dampfmengen g_0 für Versuch 1 verzeichnet. Die von der g_0-Kurve und der Achse der Zeiten eingeschlossene Fläche $\int g_0 dz$ stellt die Dampfmenge für 1 Hub bei einschnürungs- und verlustfreier Strömung G_0 dar. Bezeichnet G die wirklich während eines Hubes in den Zylinder gelangte, durch den Versuch bestimmte Dampfmenge, so hat man in

$$\mu = \frac{G}{G_0}$$

den Summenkoeffizienten für die gesamte Einströmung. Zahlentafel 2 enthält die Werte von μ für die Versuche 1 bis 3. Um die Unsicherheit in der Verteilung des Dampfgewichtes auf die beiden Zylinderseiten, welche in der Verschiedenheit der Leistung und der Zeitdauer des Einströmvorganges liegt, auszugleichen, sind hier Boden- und Deckelseite zusammengefaßt und die Größen G und G_0 für 1 Umdrehung angegeben worden.

Die erhebliche Abweichung des Mittelwertes von den Einzelwerten erklärt sich einmal durch den Grad der Genauigkeit der Indikatorangaben in Verbindung mit der starken Veränderlichkeit, welche der Wert ψ bei den kleinen Druckverhältnissen aufweist, wie sie hier gerade in der Zeit der größten Ventilerhebungen, also des Eintritts großer Dampfmengen, auftreten[1]).

Des weiteren kommen hier etwaige Undichtheiten in Betracht. Der Wert G enthält neben der während der Einströmzeit in den Zylinder tretenden Dampfmenge noch diejenigen Beträge, welche infolge von Undichtheit des Einlaßventiles während der Expansion und Ausströmung in das Zylinderinnere gelangen. Die Ermittlung der Dampfmenge bei einschnürungs- und verlustfreier Strömung G_0 berücksichtigt diese Beträge nicht. Undichtheiten des Einlaßventiles lassen also den ermittelten Wert des Ko-

Zahlentafel 2.

Versuchsnummer		1	2	3
wirkliches Dampfgewicht auf 1 Umdrehung G	g	69,3	70,3	102,1
Dampfgewicht bei verlustloser Strömung auf 1 Umdrehung G_0	»	124,3	116,9	201,5
μ		0,557	0,601	0,507

Im Mittel wird $\mu = 0{,}55$.

[1]) Welchen Einfluß auf die Ergebnisse ungenaue Indikatorangaben erlangen können, zeigt die folgende Ueberlegung: Einem Schreibstiftweg von 0,1 mm entspricht bei einer Indikatorfeder mit dem Maßstab 1 kg/qcm = 6 mm ein Druckbetrag von 0,017 kg/qcm. Wäre der Druck im Ventilkasten zu 8,2 kg/qcm, das Druckverhältnis $\frac{p}{p_a}$ zu 0,980, also der Druck im Zylinder zu $0{,}980 \cdot 8{,}2 = 8{,}036$ angenommen, und wäre eben dieser Druck infolge eines Fehlers von 0,1 mm im Schreibstiftweg um 0,017 kg/qcm zu klein, so würde das wirkliche Druckverhältnis $\frac{p}{p_a} = \frac{8{,}036 + 0{,}017}{8{,}2} = 0{,}982$ werden. Nun ergibt sich nach Beziehung (3) für $\frac{p}{p_a} = 0{,}980$ $\psi = 6{,}18$, für $\frac{p}{p_a} = 0{,}982$ $\psi = 5{,}86$, d. h. einer Abweichung der Indikatorangabe von rd. 0,2 vH entspricht bei dem zugrunde gelegten Druckverhältnis ein Unterschied des g_0-Wertes von $\frac{6{,}18 - 5{,}86}{6{,}18} \cdot 100 = 5{,}2$ vH. Berücksichtigt man die Unsicherheiten in der Diagrammablesung, welche, namentlich zu Beginn des Einlasses, durch Massenwirkung der Indikatorteile hervorgerufen werden, so muß auch bei guter Uebereinstimmung wiederholter Federeichungen und bei Verwendung des Mikroskopes zur Ausmessung der Diagramme erwartet werden, daß die Abweichungen das hier ermittelte Maß sogar überschreiten können.

effizienten zu hoch erscheinen; Undichtheiten des Auslaßventiles, des Kolbens oder der Stopfbüchse beeinflussen ihn nicht.

Die Maschine wurde vor Eintritt in die Versuche auf Dichtheit untersucht, der Kolben dicht gefunden und die Ventile sorgfältig nachgeschliffen. Der Einfluß von Undichtheiten dürfte daher im vorliegenden Fall erheblich zurücktreten.

und mit g_k die in 1 sk an den Wänden kondensierte Dampfmenge, so wird

$$g_e = g_i + g_k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Der Betrag der im betrachteten Zeitpunkt im Zylinder vorhandenen indizierten Dampfmenge ergibt sich aus

$$G_i = \frac{FH(s_0 + s)}{v_s},$$

Fig. 3 und 4. Einlaßventil.

Fig. 5 und 6. Auslaßventil.

Der Genauigkeitsgrad der Messung, wie er sich aus den festgestellten Abweichungen der Durchschnittsummenwerte ergibt, muß im Auge behalten werden bei Beurteilung der Bestimmung der Augenblickswerte des Koeffizienten, welche im weiteren auf Grund angenäherter Ermittlung des Betrages der Eintrittskondensation unternommen werden soll.

Sieht man nach dem Gesagten von Undichtheiten ab, und bezeichnet man zu irgend einem Zeitpunkt während der Einströmung mit g_e die wirklich eintretende sekundliche Dampfmenge, mit g_i die sekundliche »indizierte Dampfmenge«, d. h. den Teil von g_e, der in Dampfform im Zylinder bleibt,

worin FH der Hubraum, s_0 der schädliche Raum in vH des Hubraumes, s der Kolbenweg im betrachteten Augenblick in vH des Hubes, v_s das spezifische Volumen trocken gesättigten Dampfes vom jeweiligen Zylinderdruck p ist.

Die Werte von G_i sind in Fig. 7 für Versuch 1 als Kurve verzeichnet; die zeichnerisch ermittelten Werte $g_i = \frac{dG_i}{dz}$ sind in Fig. 8 und 9 für die Versuche 1 und 3 eingetragen.

Die zu irgend einer Zeit während der Einströmung an die Wand übergehende auf die Zeiteinheit bezogene Wärmemenge soll dem zu dieser Zeit bestehenden Temperaturunterschied $t_d - t_0$ zwischen Dampf und Wand, der jeweiligen

Größe f_s der Wandoberfläche und einer Erfahrungszahl k proportional gesetzt werden, so daß

$$q_s = k f_s (t_d - t_0).$$

Mit r als Verdampfungswärme wird die dieser Wärmemenge entsprechende kondensierte Dampfmenge

$$g_k = \frac{k f_s (t_d - t_0)}{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Unbekannt sind hier k und t_0. Aus der Ueberlegung, daß

$$G = \mu G_0 = \int g_s \, dz \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6),$$

Fig. 7 und 8.

Kurven zur Ermittlung der Strömungskoeffizienten des Einlaßventiles (Versuch 1).

und nach Gl. (4) läßt sich k mit der Genauigkeit bestimmen, mit der die letztere gilt und mit der der Koeffizient μ ermittelt ist. Der Verlauf der Oberflächentemperatur t_0 darf nach Callendar und Nicholson[1]) als periodische Schwingung um die mittlere Wandtemperatur als Mitteltemperatur angesehen werden. Um auf einfache Weise ein Annäherungsverfahren zu erlangen, soll angenommen werden, daß der tiefste Punkt der Temperaturkurve gekennzeichnet sei durch den Beginn des Wärmeüberganges vom Dampf an die Wand, der höchste durch die Richtungsumkehr der Wärmebewegung[1]). Dem Verlauf der Temperaturschwingung an der Oberfläche legen wir die Sinusform zugrunde; über den Ausschlag der Schwingung bieten die g_r-Kurven gewisse Anhaltspunkte. Diese Kurven überschneiden am Ende ebenso wie zu Anfang der Einströmzeit die Kurven der Dampfmengen bei einschnürungs- und verlustfreier Strömung, d. h. es findet eine Vermehrung des Dampfinhaltes des Zylinders statt, welche durch die Zuströmung von außen nicht gedeckt wird. Undichtheiten können die Ursache nicht sein; denn das Einlaßventil ist geöffnet, und Undichtheiten des Auslaßventiles, des Kolbens, der Stopfbüchse würden die gegenteilige Wirkung hervorrufen. Es bleibt die Annahme übrig, daß im vorliegenden Falle schon gegen das Ende der Einströmzeit Wärmezufuhr von der Wand an den Dampf stattfindet, also die Wandtemperatur die Dampftemperatur übersteigt. Hierdurch und mit der weiteren Annahme, daß die Wärmezufuhr an die Wand in der Nähe des Todpunktes beginne, ist die Kurve des Temperaturverlaufes mit der hier

Fig. 9.

Kurven zur Ermittlung der Strömungskoeffizienten des Einlaßventiles (Versuch 3).

möglichen Annäherung festgelegt. Die Figuren 10 und 11 zeigen für die Versuche 1 und 3, Bodenseite, den Verlauf der Dampf- und Wandtemperaturen und lassen die Werte $t_d - t_0$ und das »Kondensationsfeld« erkennen.

Den Bedingungen (4) und (6) entsprachen nun die Werte

$k = 13$ für Versuch 1,
$k = 11$ » » 3,

ferner ergab sich der Unterschied der höchsten und mittleren Wandtemperatur (Ausschlag der Schwingung) zu

rd. 7° für Versuch 1,
» 13° » » 3.

Callendar und Nicholson ermittelten an einer Schiebermaschine mit Deckelheizung für k als Gesamtmittelwert einer Periode die Zahl 3,6. Der Umstand, daß in den oben genannten Werten für k noch der Einfluß von Undichtheiten zum Ausdruck kommt, dürfte im vorliegenden Fall nicht genügen, die große Verschiedenheit zu erklären.

Es muß im Auge behalten werden, daß die Wirkung der Flächen nicht an allen Stellen der Oberfläche des schädlichen Raumes dieselbe ist. Es ist insbesondere zu erwarten, daß die bei Versuch 3 eingebauten zusätzlichen Flächen, die

[1]) A. Bantlin, Z. 1899 S. 774.

[1]) Die geringe Phasenverschiebung zwischen der Temperaturschwingung der Oberfläche und der Wärmeschwingung ist also vernachlässigt.

aus gelochten Blechscheiben von 3 mm Stärke bestanden, sich hinsichtlich Wärmeaufnahmefähigkeit und Temperaturerhöhung anders verhalten werden als die Wände des Zylinders und Deckels.

Nach Verzeichnung der g_e-Kurven auf Grund der Ausdrücke (4) und (5) sind der Augenblickswert $\mu_m = \frac{g_e}{g_0}$ und der

Fig. 10.

Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des Dampfes und der Wandoberfläche (Versuch 1).

Fig. 11.

Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des Dampfes und der Wandoberfläche (Versuch 3).

Summenwert μ als Verhältnis der links von den jeweiligen Ordinaten gelegenen, durch die g_e- und g_0-Kurven und die Achse der Zeiten eingeschlossenen Flächen ohne weiteres zu bestimmen. In den Figuren 8 und 9 sind für die Versuche 1 und 3 die Kurven der beiden Koeffizienten eingetragen. Es läßt sich aussprechen, daß der Augenblickswert in der Mitte der Einströmzeit, im Bereich des geringen Druckgefälles kleiner ist als zu Beginn und Ende dieser Zeit; sein Wert schwankt zwischen 0,45 und rd. 0,75. In der Nähe des Ventilanhubes und -abschlusses müssen die Verhältnisse infolge der Schwierigkeit genauer Ermittlung des Ventilhubes an diesen Stellen und des Einflusses der Wärmezufuhr als unsicher bezeichnet werden.

Der Summenwert wird ebenfalls am kleinsten in der Mitte der Einströmung; doch liegen die Abweichungen innerhalb der Genauigkeitsgrenzen der Bestimmung, so daß der Koeffizient mit Annäherung als unveränderlich betrachtet und gleich dem Mittelwert 0,55 gesetzt werden kann.

Auslaß.

Die Auswertung erfolgt nach ähnlichen Gesichtspunkten wie beim Einlaß. Für irgend einen Punkt der Ausströmkurve wird die sekundliche Dampfmenge bei Einschnürungs- und verlustloser Strömung

$$g_0 = \psi f \sqrt{\frac{p}{v}},$$

worin p und v Druck und spezifisches Volumen im Zylinderinnern bedeuten und für ψ das oben Bemerkte gilt. Der wirkliche Dampfinhalt des Zylinders für den betrachteten Punkt ist

$$G_e = \frac{F H (s_0 + s)}{v},$$

und die sekundlich ausfließende wirkliche Dampfmenge $g_e = \frac{d G_e}{d z}$ ist zeichnerisch durch Ziehen der Tangente an die G_e-Kurve zu bestimmen. In Fig. 12 ist für Versuch 3 die so ermittelte g_e-Kurve eingetragen.

Da die Größe des spezifischen Volumens v zu irgend einer Zeit während des Ausströmens unbekannt ist, so muß hinsichtlich des Gesetzes der Zustandsänderung während dieser Zeit eine Annahme gemacht werden. In allen Fällen findet während der Ausströmung Wärmezufuhr von der Wand an den Dampf statt; legt man ein polytropisches Gesetz zugrunde, so wird daher der Exponent der Polytrope jedenfalls kleiner sein als der Exponent der Adiabate. Wir nähern uns den wirklichen Verhältnissen, wenn wir[1]) den Exponenten gleich 1 setzen, also annehmen:

$$p v = \text{konst} = p_2 v_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7),$$

worin sich der Zeiger 2 auf den Zustand zu Beginn des Vorausströmens bezieht, für welchen v_2 bestimmt ist durch

$$v_2 = x_2 v_{c_2} = \frac{F H (s_0 + s_2)}{G + g_r}.$$

Hierin ist v_{c_2} das spezifische Volumen trocken gesättigten Dampfes vom Druck p_2 und g_r das »Restdampfgewicht«, d. i. das bei Beginn der Kompression im Zylinder befindliche Dampfgewicht. g_r ist in allen hier behandelten Fällen unter Voraussetzung trockner Sättigung im Endpunkt der Kompression berechnet worden. Mit diesen Annahmen wird

$$g_0 = \psi f p \frac{1}{\sqrt{p_2 v_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8),$$

$$G_e = \frac{F H}{p_2 v_2} (s + s_0) p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9),$$

damit

$$\mu_m = \frac{g_e}{g_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und

$$\mu = \frac{\int_{z_2}^{z} g_e \, d z}{\int_{z_2}^{z} g_0 \, d z} = \frac{G + g_r - G_e}{\int_{z_2}^{z} g_0 \, d z} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11),$$

worin z den betrachteten Zeitpunkt, z_2 die Zeit zu Beginn der Ausströmung bedeutet.

Eine Besonderheit der Auslaßsteuerung besteht darin, daß das Auslaßventil Ueberhub aufweist, d. h. der nach Gl. (1) bestimmte Durchtrittquerschnitt überschreitet von einem bestimmten Hub des Ventiles ab andre Querschnitte des Dampfweges vom Zylinderinnern zum Auslaßventilkasten erheblich. Der »engste Querschnitt« verändert alsdann seine Lage im Gesamtdampfweg. Für Auslaß Deckelseite beispielsweise überschreitet der Querschnitt Gl. (1) den Querschnitt

[1]) mit Schüle a. a. O.

des Verbindungskanales zwischen Zylinderinnerm und Ventilgehäuse, welcher nach Fig. 5 $3{,}53 \times 11{,}9 =$ rd. 42 qcm beträgt, vom Hub $\frac{42}{54{,}53} = 0{,}77$ cm an, während der größte Hub des Ventiles 1,4 cm beträgt. Diese Verhältnisse dürften die Größe des Koeffizienten beeinflussen.

Es ist ferner hier auf diejenigen Erscheinungen hinzuweisen, welche die Proportionalität der Bewegung der Indikatortrommel mit der Bewegung der Teile, von welchen sie abgeleitet ist, störend beeinflussen können. Elastische Längenänderungen der Elemente, welche die Bewegung des Kreuzkopfes oder der Kurbel auf die Indikatortrommel übertragen, toter Gang in den Verbindungen erzeugen ein Nacheilen der Trommel hinter der Bewegung, mit der sie synchron gehen soll. Dies hat zur Folge, daß die Drücke und Ventilerhebungen im Diagramm zeitlich früher angezeigt werden, als sie in Wirklichkeit auftreten. Etwa vorhandene Schnurdehnung läßt daher den Abfall der Drucklinie im Diagramm steiler und damit die Werte von g_e höher erscheinen, als sie in Wirklichkeit sind. Beim Ventilerhebungsdiagramm würde derselbe Einfluß bewirken, daß für irgend einen Zeitpunkt während des Anhubes die aufgenommenen Ventilerhebungen größer werden als die tatsächlichen; damit würden die berechneten Dampfmengen g_0 ebenfalls größer erscheinen, als den wirklichen Verhältnissen entspricht. Soweit also das Schlußergebnis, der Koeffizient μ_m, in Frage kommt, hebt sich der Einfluß der Schnurdehnung im Kolbenwegdiagramm und Ventilerhebungsdiagramm bis zu einem gewissen Grad auf.

In Betracht zu ziehen ist auch hier der Einfluß, den Undichtheiten auf die ermittelte Größe des Koeffizienten äußern. Undichtheit des Auslaßventiles, welche während der Einströmung und Expansion zur Wirkung kommt, hat zur Folge, daß die während der Ausströmung tatsächlich im Zylinder befindliche Dampfmenge kleiner ist als der gemessene und zur Auswertung verwendete Wert G, bedingt also eine Ueberschätzung des Wertes des Koeffizienten; die Undichtheiten des Einlaßventiles beeinflussen ihn nicht.

Endlich können Fehlerquellen in der Anwendung des Auswertungsverfahrens selbst liegen, insbesondere in der zeichnerischen Ermittlung der Tangentenrichtung einer durch Abmessungen aus Indikatordiagrammen gewonnenen Kurve.

Fig. 12 und 13.

Kurven zur Ermittlung der Strömungskoeffizienten des Auslaßventils.

Mit Rücksicht auf das Gesagte ist bei der Auswertung besonderer Wert auf solche Diagramme gelegt worden, bei denen die Trommel unter Verwendung geringster Schnurlänge und mittels Reduktionsrolle angetrieben wird. Am besten entsprachen dieser Bedingung Kolbenwegdiagramme der Deckelseite, für die außerdem noch schwache Federn verwendet wurden. Da hiernach in der Hauptsache nur eine Zylinderseite, die Deckelseite, herangezogen wurde, so mußte eine Annahme über die Verteilung des Dampfgewichtes auf die beiden Zylinderseiten gemacht werden. Wenn man voraussetzt, daß sich das Dampfgewicht für 1 Umdrehung pro-

portional den indizierten Leistungen auf Boden- und Deckelseite verteilt, so schätzt man das Gewicht für 1 Hub auf Deckelseite wegen der größeren Zeitdauer der Füllung eher etwas zu niedrig als zu hoch.

In Fig. 13 sind die aus den Grundlagen der Figur 12 ermittelten Werte der wirklichen Dampfmengen, der Dampfmengen bei verlustloser Strömung und der beiden Koeffizienten für Versuch 3 dargestellt. Auch hier macht naturgemäß der Einfluß der angeführten Fehlerquellen die Verhältnisse zu Beginn und zu Ende des Vorganges besonders unsicher, weshalb die Kurven der Koeffizienten nicht bis zu den Punkten des Ventilanhubes und -abschlusses herangeführt worden sind. In Zahlentafel 1 sind in Zeile 14 die so berechneten Dampfgewichte für 1 Hub Deckelseite eingetragen.

Die Figuren 14 und 15 zeigen die aus den Versuchen 1 bis 5 ermittelten Augenblicks- und Summenwerte des Koeffizienten für das mit Hinsicht auf die Konstruktion der Ausströmlinie wichtigste Gebiet der Ausströmperiode. Mit Rücksicht auf die oben erörterten Fehlerquellen — Schnurdehnung und Undichtheiten — ist die mittlere Kurve in beiden Fällen niedriger gelegt, als dem Mittel der Einzelwerte entspricht.

Aus den Ergebnissen geht mit Berücksichtigung aller Umstände hervor, daß für das untersuchte Ventil unter gewöhnlichen Druckverhältnissen — rd. 2 kg/qcm abs. Expansions-Enddruck, 0,15 kg/qcm abs. Druck im Auslaßventilkasten — der Augenblickswert des Koeffizienten im Hochdruckgebiet rund das Doppelte seines Wertes im Niederdruckgebiet beträgt. Den Einfluß des Druckgefälles auf den Wert des Koeffizienten zeigen auch die Versuche 4 und 5, welche höheren Expansions-Enddruck aufweisen, und bei denen der Wert des Koeffizienten im Hochdruckgebiet durchschnittlich höher liegt als bei den übrigen Versuchen.

Die dem Niederdruckgebiet angehörigen Werte des Versuches 1 liegen auffallend niedrig im Vergleich zu den entsprechenden Werten des Versuches 2. Dies läßt einerseits wieder auf eine starke Abhängigkeit des Koeffizienten vom Druckverhältnis schließen — nach Zeile 7 und 8 der Zahlentafel 1 ist das Verhältnis der kleinsten Drücke vor und hinter dem Ventil für Versuch 1: $\frac{0,256}{0,240} = 1,067$, für Versuch 2: $\frac{0,078}{0,032} =$ rd. 2,44, anderseits muß berücksichtigt werden, daß bei den kleinen Drücken und Druckverhältnissen des Auslasses, Versuch 1, ein Fehler in der Druckmessung einen sehr viel größeren Einfluß auf das Ergebnis äußern wird als ein Fehler gleichen Absolutbetrages bei den höheren Drücken des Einlasses, auf welche sich das Beispiel in der Fußnote S. 1193 bezieht.

Stetiger als die Augenblickswerte verlaufen wiederum die Summenwerte, Fig. 15. Die mittlere Kurve, die aus denselben Gründen wie oben in der Todpunktnähe etwas tiefer gelegt wurde, als den Mittelwerten der Einzelpunkte entspricht, fällt innerhalb der betrachteten Grenzen vom Wert 0,8 zu Beginn des Strömungsvorganges auf den Wert 0,65 in der Hubmitte.

Den Summenkoeffizienten für die Gesamtdauer der Ausströmung ergibt Zahlentafel 3.

Fig. 14 und 15.

Augenblicks- und Summenwerte der Strömungskoeffizienten des Auslaßventils.

Zahlentafel 3.

Versuchsnummer		1	2	3
wirkliches Dampfgewicht für 1 Hub Deckelseite G	g	35,4	35,9	52,6
Dampfgewicht bei verlustloser Strömung für 1 Hub Deckelseite G_0	»	57,8	55,1	88,3
μ		0,613	0,652	0,595

im Mittel $\mu = 0,62$.

Zusammenfassung.

Aus den Versuchen ergibt sich mit der durch das angewandte Verfahren bedingten Genauigkeit und unter den gewählten Versuchsbedingungen (Sattdampf- und Kondensationsbetrieb) folgendes:

1) Der Strömungskoeffizient, das Verhältnis der zu irgend einem Zeitpunkt während des Strömungsvorganges tatsächlich durch das Ventil tretenden Dampfmenge zu derjenigen Dampfmenge, welche bei voller Querschnittausnutzung und bei Abwesenheit von Widerständen durch das Ventil strömen würde (Augenblickswert), wird größer mit steigendem Druckgefälle. Für das Einlaßventil, Fig. 3 und 4, schwankt der Wert zwischen rd. 0,45 und rd. 0,75; er fällt von rd. 0,7 in der Todpunktnähe auf 0,45 in der Mitte der Einströmperiode und steigt gegen das Ende der letzteren wieder auf rd. 0,75. Für das Auslaßventil, Fig. 5 und 6, fällt der Wert von rd. 0,8 zu Beginn der Ausströmperiode auf rd. 0,4 in der Hubmitte.

2) Der Strömungskoeffizient, als Verhältnis derselben Größen, jedoch unter Rechnung vom Beginn des Strömungsvorganges bis zum betrachteten Zeitpunkt (Summenwert), darf für das Einlaßventil für den Verlauf der Einströmlinie nach dem Todpunkt als annähernd unveränderlich zu 0,55 angenommen werden. Für das Auslaßventil fällt sein Wert von rd. 0,8 zu Beginn auf rd. 0,62 zu Ende der Ausströmperiode.

Die neueren Bestrebungen zur Verbesserung des mathematischen Unterrichtes an den höheren Schulen Deutschlands.[1]

Von Direktor **Treutlein** in Karlsruhe.

Alles ist im Fluß begriffen, lehrte jener alte Grieche — so auch die Lehrpläne, mehr noch die Lehrübung unserer höheren Schulen. So sind insbesondere für den mathematischen Unterricht in den letzten Jahren Bestrebungen hervorgetreten, welche diesem Zweige des öffentlichen Unterrichtes nach längerer ruhigerer Entwicklung zum Teil neue Ziele stecken, zum Teil ihn mit neuem Inhalt füllen wollen. Manchen Ortes hat man bereits begonnen, diese Bestrebungen in die Tat umzusetzen, und es dürfte wohl bald dazu kommen, daß diese den Geist und Gehalt jenes Unterrichtes betreffenden Neuerungen mehr und mehr allgemeinen Eingang finden.

Da dürfte es wohl manchem Leser dieser Zeitschrift, zumal solchen, die schon seit längerer Zeit dem Schulbesuch entrückt sind, angenehm sein, über die erwähnten neueren Bestrebungen etwas Eingehenderes zu erfahren. Und es möchte dieses Eingehen auf den Wandel des Unterrichtes vielleicht auch den gewünschten Erfolg haben, daß der eine oder andre Leser aus der Erfahrung seines Schul- und praktischen Lebens heraus seine Meinung ausspricht über das ihm mehr oder minder zweckmäßig Erscheinende an den eingeführten oder noch einzuführenden Neuerungen auf dem mathematischen Unterrichtsgebiet, und daß er so seine Wünsche äußert für eine noch bessere Gestaltung.

Für das Verständnis des Gegenwärtigen ist wohl ein kurzer geschichtlicher Rückblick dienlich, freilich nur mit Hervorhebung einzelner Entwicklungsstufen; er möge der nachfolgenden Darlegung als Einführung dienen.

Da sei zunächst an Folgendes erinnert: Zu Luthers Zeit hatte unser um Einführung und Betrieb des mathematischen Unterrichtes hochverdienter Melanchthon-Schwarzerd an der Universität Wittenberg vertretungsweise die Vorlesung über Mathematik, insbesondere Arithmetik zu halten, d. h. zunächst über das Zifferrechnen. In seinem Einladungsschreiben bekämpft er die verbreitete falsche Meinung von der Schwierigkeit dieses Stoffes: die ersten Anfänge, das Numerieren, Addieren und Subtrahieren seien weder dunkel noch schwierig; das Multiplizieren und Dividieren freilich verlange etwas mehr Fleiß, aber die Studenten möchten ausharren, auch das sei zu bewältigen. Freilich gebe es auch schwierigere Teile der Arithmetik — »aber ich spreche nur von diesen Anfängen, die man euch vorzutragen pflegt und die recht nützlich sind.« Heute und schon seit manchen Jahrzehnten ist der damalige Universitäts-Lehrstoff des Zifferrechnens die Lernaufgabe der kleinen Kinder! Wie selten pflegen wir heute daran zu denken, welche Mühe die Einund Durchführung dieses Unterrichtsteiles gemacht und welche Entwicklungsstufen sein Unterrichtsverfahren durchlaufen hat.

Schöne Ansätze zur Hebung des Unterrichtes zeigte der Rest des 16. und der Beginn des 17. Jahrhunderts — der schreckliche Krieg von 30 Jahren hat sie fast alle zerstört. Unter der nachher eingedrungenen geistigen Führung Frankreichs und mit dem aufgekommenen Zeitideal höfischer Bildung ward, zumal in den Ritterakademien, nach und nach dem mathematischen Unterricht etwas größere Beachtung geschenkt — aber fast überall und durchweg war es auf die Nützlichkeit abgesehen, die praktische Verwertbarkeit des zu Lernenden war Maßstab für Auswahl und Betrieb, der Uebermittlung von mathematischen Handwerksregeln galt vor allem das Bestreben des Unterrichtes, nicht minder der Lehrbuchliteratur.

Der in den Schulen, vor allem an den Hochschulen zu behandelnde Stoff war meist recht beschränkt. Erst der als Darsteller und Ausdeuter der Leibnizschen Philosophie berühmt gewordene Christian Wolf († 1754) hat in seinen im zweiten Jahrzehnt des 18. Jahrhunderts verfaßten mathematischen Lehrbüchern zunächst die Menge und Auswahl des im Unterricht Lehrbaren für lange Zeit festgelegt und hat so gewissermaßen die Grundzüge eines Lehrplanes für den mathematischen Unterricht geschaffen, zunächst für die Universitäten, dann von ihnen aus rückwirkend auch für die sogenannten Gelehrtenschulen. Weiter aber hat Wolf den Rahmen des bezüglichen Unterrichtsstoffes beträchtlich erweitert: sein Plan umfaßt die Rechenkunst, Geometrie, Trigonometrie (hierin Logarithmenlehre), Baukunst, Artillerie, Fortifikation, Mechanik, Hydrostatik, Aerometrie, Hydraulik, Optik, Dioptrik, Perspektive, Astronomie, Chronologie, endlich Algebra (in dieser eingeschlossen eine analytische Geometrie der Kurven und die Grundzüge der Differential- und Integralrechnung). Wolf nahm so auch die erst in den letzten Jahrzehnten vor ihm gemachten großen Eroberungen auf mathematischem Gebiet in seinen Plan auf, und ihm gebührt das Verdienst, »die Wissenschaft unter den Deutschen ausgebreitet zu haben, die dem gemeinen Haufen der deutschen Studenten und Professoren kaum dem Namen nach bekannt war« (Kästner, 1758).

Durch ein halbes Jahrhundert beherrschte Wolfs Vorgehen die Schule. Dann trat die Bedeutung der angewandten Mathematik, die bis dahin eine so große Rolle gespielt hatte, mehr und mehr zurück, und auch die Auffassung vom unmittelbaren Nutzen, den man aus den praktisch wichtigen mathematischen Kenntnissen ziehen könne, schwand mehr und mehr. Schon das letzte Viertel des 18., besonders aber das erste Drittel des 19. Jahrhunderts glaubte, den Schulbetrieb nach dem Grundgedanken von der formalen Bildung gestalten zu sollen, der sogenannte Neuhumanismus ward tonangebend für die Schule, und er ward um so bedeutsamer für deren Leben, als der Staat jetzt die Schulen straffer organisierte und ihnen, d. h. den fast einzig vorhandenen Gymnasien, die berühmten »Berechtigungen«, ja das Berechtigungsmonopol verlieh.

Diesen neu verliehenen Rechten entsprachen freilich zunächst ernste Pflichten: der preußische Lehrplan von 1816 für die Gymnasien fordert ein erstaunlich hohes Maß von Lehrstunden (in jeder Klasse 6 Wochenstunden) und von Lehrstoff: was man heute bis zur Reifeprüfung verlangt, sollte etwa von Sexta bis Tertia erledigt werden, also z. B. Buchstabenrechnen in Quinta, Logarithmen in Tertia; der Sekunda war zugeteilt die Theorie der Gleichungen und ihre Näherungslösung, Anfänge der Reihenlehre, Kombinatorik, sphärische Trigonometrie und analytische Geometrie der Kegelschnitte; in Prima waren zu behandeln die Gleichungen des 3. und 4. Grades, unbestimmte Analytik, figurierte Zahlen, Taylorsche Reihe, Wahrscheinlichkeitsrechnung, dazu angewandte Mathematik, insbesondere die mechanischen Wissenschaften.

All dies zu leisten, war nicht nur unnötig, es war auch unmöglich, zumal bei dem vorhandenen Mangel an ausgebildeten Lehrern. Bald (in den zwanziger und dreißiger Jahren) trat denn auch eine starke Herabminderung ein in den Lehrstunden (man ging auf wöchentlich 4 und selbst 3 zurück) und entsprechend im Lehrstoff, hier insbesondere durch Wegstreichen alles angewandten Mathematischen. Als Lehrziel wurde jetzt (1834) für die einzig vorhandenen Gymnasien gefordert die Kenntnis der Lehre von Potenzen und Wurzeln und niederen Reihen, Grundlehren der ebenen und räumlichen Geometrie samt ebener Trigonometrie, Kombinatorik und binomischer Satz sowie Algebra (mit quadratischen Gleichungen), hauptsächlich aber »eine klare Einsicht in den Zusammenhang sämtlicher Sätze des systematisch geordneten

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 40 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

Vortrages.« Im wesentlichen ist diese Umgrenzung des dem Gymnasium zugewiesenen Lehrstoffes bis in unsere Zeit erhalten geblieben.

Neben die Gymnasien traten in Preußen seit 1859, in andern deutschen Staaten etwa ein Jahrzehnt später, durch staatliche Ordnung die Realschulen erster Ordnung, seit 1879 »Realgymnasien« geheißen; sie erhielten bei der Neuordnung von 1882 in Preußen gegenüber dem Gymnasium ein Mehr von 13 (oder 10) Stunden für Mathematik und als Zugabe zum Lehrstoff zugewiesen die unendlichen Reihen, die kubischen Gleichungen, die Elemente der sphärischen Trigonometrie, die analytische und darstellende Geometrie sowie die Grundlehren der synthetischen Geometrie und Mechanik. Den seit 1878 neu geschaffenen Oberrealschulen ward ein weiteres Mehr von 5 Wochenstunden Mathematik zugewiesen, und es ward ihnen gestattet, »die Elemente der analytischen Geometrie des Raumes und der Differentialrechnung hinzuzufügen«.

Auch die preußischen Lehrpläne von 1891 und von 1901 behielten für die Gymnasien 34 Wochenstunden für Mathematik bei, verminderten aber bei den Realgymnasien und Oberrealschulen deren erhöhte Stundenzahlen je um 2. Als Lehrstoff kam (schon 1891) bei den Gymnasien hinzu »der Koordinatenbegriff und einige Grundlehren von den Kegelschnitten«; bei den Realgymnasien erweiterte sich der Lehrstoff um eine »Einführung in die Theorie der Maxima und Minima«. Für die Oberrealschulen ward (1891) »die Behandlung der wichtigsten Reihen der algebraischen Analysis verbindlich«, dagegen blieb es ihrem Ermessen überlassen, »auch die Gleichungen vierten Grades zu behandeln, sowie die Verfahren zur angenäherten Lösung numerischer algebra-
ischer und transzendenter Gleichungen klarzulegen und zu
üben«; dagegen ward den Oberrealschulen 1901 freigestellt,
»entweder das arithmetische Pensum durch die Behandlung
allgemeiner Lehren von den Gleichungen sowie der Metho-
den zur angenäherten Lösung numerischer algebraischer und
transzendenter Gleichungen oder das geometrische durch die
Weiterführung der darstellenden, synthetischen oder analyti-
schen Geometrie zu erweitern.«

Hier verdient besondere Hervorhebung die Tatsache,
daß »die Elemente der Differentialberechnung« aus dem
Lehrplan der preußischen Oberrealschule auch 1901 entfernt
blieben, nachdem sie, entsprechend der Herausbildung dieser
Schulgattung aus der Gewerbeschule, 1882 in den Lehrplan
aufgenommen, aber 1891 wieder gestrichen worden waren.

Anderseits ward durch die Lehrpläne von 1901 einer
weitergehenden Entwicklung und Vertiefung des mathemati-
schen Unterrichtes der Weg geebnet; wie dann auch bald
dieser Weg beschritten ward, soll gleich nachher dargelegt
werden. In doppelter Hinsicht führten nämlich die genann-
ten Lehrpläne ein Neues ein in den Unterricht. Früher
(1882 und 1890) war ja neben der »Sicherheit der Kennt-
nisse« auch auf »Gewandtheit in deren Anwendung das
Hauptgewicht« gelegt worden; aber diese »Anwendung« be-
zog sich doch mehr auf die Beigabe naheliegender Beispiele
zum Verständnis und zur Nutzbarmachung der Theorie.
Jetzt (1901) ward dieser Seite des Unterrichtes ein viel wei-
teres Ziel gesteckt, weit hinausgreifend über das Ziel, das
lange genug unter der Herrschaft des Neuhumanismus als
Haupt- oder ausschließliche Bedeutung des mathematischen
Unterrichtes aufgestellt worden war, nämlich die Gewinnung
der berühmten »formalen Bildung«. Jetzt sollen, wie verfügt wird, »die Aufgaben auch die **Anwendbarkeit der Wissenschaft auf andern Gebieten**, sei es des Lebens,
sei es besonders der physikalischen Wissenschaften aufzeigen«,
und es soll »Gelegenheit geboten werden, den mathematischen
Sinn durch die Anwendung auf diese Gebiete zu üben«.
Damit ward dem mathematischen Unterricht, und zwar dem
aller höheren Schulen, die hohe Aufgabe gestellt, oder wenig-
stens die Möglichkeit solcher Aufgaben eröffnet, an seinem
Teil Verständnis zu erzielen für die Richtungen und Bestre-
bungen heutiger Kultur, die Schüler zu befähigen, unmittel-
bar teilzunehmen an den Werken neuzeitlichen Geistes.

Noch ein zweites muß als neuer Gedanke in den Lehrplänen von 1901 herausgehoben werden — freilich findet er sich nicht in die »Lehraufgaben« aufgenommen, wohin er unbedingt gehörte, sondern in den »Methodischen Bemerkungen«. Hier wird darauf hingewiesen, daß sich auf der Oberstufe »Gelegenheit bieten wird, den Schulen ein eingehendes Verständnis des **Funktionsbegriffes** zu erschließen, mit dem sie schon auf früheren Stufen bekannt geworden sind.«

Man hätte denken sollen und erwarten können, daß die erwähnten zwei neuen Gedanken in den Lehrplänen von 1901 sofort von den Schulvertretern der Mathematik und auch von denen der Naturkunde als Richtlinien aufgefaßt und ausgedeutet wurden, um Stoffauswahl und Behandlung im mathematischen Unterricht auf ein neues Gleis zu bringen — dies zumal für die nun als mit dem Gynasium grundsätzlich gleichwertig und fast gleichberechtigt erklärten sogenannten Realanstalten, da doch amtlich als Grundsatz erklärt war, daß jede der drei vorhandenen Schulgattungen sich nach ihrer Eigenart ausbilden solle.

Aber das zu Erwartende trat nicht ein, die neuen Richtlinien schienen völlig unbeachtet bleiben zu sollen, blieben jedenfalls bei der großen Mehrzahl der Beteiligten unbeachtet. Im Gegensatz zu den Alt- und Neusprachlern, die sich sofort an die Arbeit machten, die Eigenart ihrer Unterrichtszweige und ihrer Schulgattungen auszugestalten, und die so eine rege Entwicklung hervorriefen, schienen die Vertreter von Mathematik und Naturkunde die Meinung zu hegen, »als ob die Schulmathematik eine tote Disziplin sei, im Altertum geschaffen, im Mittelalter mehr und mehr abgeschliffen und in der Neuzeit zu einem Abschluß gelangt, und nun werde sie in starrer, unveränderlicher Form in alle Zukunft weiterexistieren«, während doch auch »die Mathematik eine durchaus lebendige Wissenschaft ist, die fortwährend neue Probleme aufnimmt und verarbeitet, die Veraltetes wegwirft und sich so immer wieder und wieder verjüngt«, und wie mit der hohen Wissenschaft »soll dies entsprechend auch mit der Schulmathematik sein; auch sie muß sich immer erneut umbilden nach Maßgabe der sich langsam verschiebenden allgemeinen Kulturinteressen und zudem natürlich im Rahmen der unserer Jugend gegebenen Fassungskraft« (F. Klein).

Aber noch waren solche modernen Gedanken gerade in in den nächstbeteiligten Kreisen nicht zum Durchbruch gelangt, abgesehen von vereinzelten Erscheinungen, die weiterhin noch erwähnt werden sollen; es blieb auch nach Beginn des 20. Jahrhunderts im Allgemeinen des Schulbetriebes bei dem überkommenen »bewährten« Alten: man verharrte bei der mehr oder minder dogmatischen Einführung in die Geometrie, man pflegte wenig oder gar nicht die Ausbildung und stete Uebung in der Raumanschauung, man verblieb bei der Starrheit und Unveränderlichkeit der Figuren, man unterließ die grundsätzliche Betrachtung der Größen als veränderliche Dinge, man übte immer weiter die berüchtigten Dreieckszeichnungen und Dreiecksberechnungen aus allen möglichen und fast unmöglichen Zusammenstellungen gegebener Stücke und was all dergleichen Rückständigkeiten noch mehr sind.

Eine Aenderung in diesem Zustand des mathematischen Unterrichtes unserer höheren Schulen und damit eine gewaltige Förderung in seinen Ergebnissen und damit, so darf man annehmen, auch seiner Wertschätzung erfolgte nicht aus den in erster Reihe dazu berufenen Kreisen, sie kam von ganz andrer Seite. Hatte man in den anderthalb Jahrhunderten vorher fast durchweg den mathematischen Unterricht ob seiner reinen Nützlichkeit betrieben und z. B. in der Geometrie zwar die Sätze vorgeführt und verwenden lassen, aber auf deren Beweise verzichtet, so war man allmählich im Verlaufe des 19. Jahrhunderts dazu gekommen und leider zu lange dabei verharrt, die angewandte oder, wie man besser sagen sollte (Klein), die »reale« Mathematik ganz oder fast ganz zu vernachlässigen zugunsten eines ausschließlich formalen Betriebes. Hier setzten denn auch die Gegenströmungen ein, die hier zu schildern sind.

In erster Reihe hat hierbei die gewaltige Entwicklung der Naturwissenschaften, besonders der Physik, ihren Einfluß ausgeübt, deren wunderbar mannigfaltige praktische Anwendungen mit ihrer gründlichen und allseitig einschneidender Einwirkung auf die Lebensgestaltung des Einzelnen wie der Völker jedem zum Bewußtsein gebracht haben, daß für die Mehrzahl mit rein theoretischen Studien nicht mehr

auszukommen sei. Im besondern hat die steigende Bedeutsamkeit der Technik und die von daher entspringende Stellungnahme der Ingenieure sich als recht wirksame Kraft zur Erzielung eines Fortschrittes erwiesen.

Einen ersten Anlauf zur Abänderung des überkommenen Betriebes der Schulmathematik versuchten die sogenannten Braunschweiger Beschlüsse (1891) des im Jahr zuvor begründeten »Vereines zur Förderung des Unterrichtes in der Mathematik und den Naturwissenschaften«. Diese sagen: »Die Schüler der höheren Lehranstalten sind u. a. noch zu wenig imstande, in den sich ihnen im Leben darbietenden Erscheinungen das Mathematische zu erkennen. Die Ursache davon ist vorzugsweise in dem Umstand zu suchen, daß die Anwendungen der mathematischen Theorien vielfach in künstlich gemachten Beispielen bestehen, anstatt sich auf die Verhältnisse zu beziehen, die sich in der Wirklichkeit darbieten. Daher muß das System der Schulmathematik, unbeschadet seiner vollen Selbständigkeit als Unterrichtsgegenstand, im einzelnen mit Rücksicht auf die sich naturgemäß darbietende Verwendung (Physik, Chemie, Astronomie usw., kaufmännisches Rechnen) aufgebaut werden«.

So war also von der Lehrerwelt selbst der Anstoß zur Besserung gekommen, und es war so eine Grundauffassung, eine neue Zielrichtung gegeben — unmittelbare Wirkung auf weitere Kreise haben diese Beschlüsse freilich nicht gehabt, wie dies der weiterhin (S. 1202) zu erwähnende Meraner Bericht begründet: »Die Mathematik bedarf einer gewissen Anpassung an die modernen Aufgaben der Schule, und diese wird ihr weniger durch äußere Umstände als durch den Druck der über Jahrhunderte sich erstreckenden Tradition erschwert«.

Die Kritik des überlieferten Schulbetriebes erhielt ihre Schärfe und praktische Bedeutung erst durch die sogenannte »Ingenieurbewegung«, die 1895 einsetzt und anfangs parallel mit jenen gezeichneten Bewegungen einherläuft, aber allmählich, zumal durch den Einfluß des trefflichen Baurates Peters, des Direktors des Vereines deutscher Ingenieure, mehr und mehr mit ihnen Hand in Hand geht[1]). »Bei diesen Bestrebungen hat stark die engere Fühlungnahme mit den amerikanischen Verhältnissen mitgewirkt, besonders seit der großen Weltausstellung in Chicago 1893« (Klein). Die gewaltigen Fortschritte, die rasche und riesige Ausdehnung der Technik werden der Anlaß zu der Zersprengung der alten, zu eng werdenden Formen: die Mathematik soll zunächst an den technischen Hochschulen nicht mehr in erster Reihe der formalen Ausbildung dienen, sie soll nicht eine »Grundwissenschaft«, sondern »Hülfswissenschaft« des technischen Studiums sein. Die Rückwirkung auf die mittleren Schulen ergab sich von selbst: »Es muß mit dem einseitigen, auch die Schulen beherrschenden Universitätsgeist, der von der Wirklichkeit der Dinge ablenkt, grundsätzlich gebrochen werden« — so läßt sich gleich in seiner ersten Schrift über unsern Gegenstand Prof. Riedler von der Technischen Hochschule zu Charlottenburg vernehmen (1895), und er drückt so das immer kräftigere Verlangen der Techniker aus, daß die Mittelschule sich, d. h. daß sie ihren Geist ändere, daß sie den naturgemäß herausgewachsenen Ansprüchen genügen solle, die an die leitenden Kreise unseres Volkes gestellt werden müssen, hauptsächlich im Hinblick auf die steigende Bedeutung der wirtschaftlichen Fragen[2]).

Die Einwirkung der angegebenen neuen Denkweise auf den Betrieb des mathematischen Unterrichtes an den Mittelschulen erfolgte nun auf dem scheinbaren Umweg über die Hochschulen, zunächst über die technischen Hochschulen[1]).

An diesen ward jetzt (anfangs der 90er Jahre) der lange gar zu stark und einseitig gepflegte mathematische Betrieb technischer Dinge, dabei dieser ohne ausreichende Erfahrungsgrundlagen, stark beeinflußt und geändert durch die einsetzende Gegenströmung: diese beseitigte kurzerhand ganze theoretische Lehrgebiete und schränkte auch mehrfach den Unterricht in reiner Mathematik zugunsten technischer Dinge ein. Die sich anschließenden Erörterungen und literarischen Kämpfe über die Frage der Gestaltung des Hochschulunterrichtes ergriffen bald auch die Universitäten, da es sich an diesen u. a. um die volle Geltendmachung eines mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichtsideales der realistischen Lehranstalten sowie um eine Belebung und Kräftigung ihres mathematischen Unterrichtes durch dessen Anwendung auf naturkundliche, technische und soziale Fragen handelte. Und auffallenderweise waren es gerade Mathematiker der strengen und abstrakten Richtung (v. Brill, Fricke, Hauck, F. Klein, Krazer, Reye, Stäckel, H. Weber), die einer Berücksichtigung der Anwendungen der Mathematik das Wort geredet oder ihr praktisch die Wege geebnet haben[2]).

Zu den gekennzeichneten beiden auf eine Abänderung und Besserung des sogenannten realistischen Unterrichtes abzielenden Bewegungen, der mathematischen und der ingenieurtechnischen, gesellte sich nun noch eine dritte, die ebenfalls in gleicher Richtung ihren Einfluß geltend machte: das war die naturkundliche, insbesondere biologische Bewegung. Diese kam zu deutlichem Ausspruch und ließ sich eindringlich und weithin hörbar vernehmen auf der Versammlung deutscher Naturforscher und Aerzte zu Hamburg (1901). Hier stellten die vereinigten Abteilungen der verschiedenen naturkundlichen Zweige in begründenden neun Sätzen die Hauptforderung auf, »daß der biologische Unterricht an den höheren Lehranstalten durch alle Klassen geführt werde«, und ein aus den berühmtesten deutschen Biologen bestehender 24gliedriger Ausschuß beantragte dann die Annahme der sogenannten Hamburger Forderungen durch die Vollversammlung.

Dementsprechend ward die Sache auf der nächsten Versammlung zu Kassel (1903) beraten, und hier flossen nun die genannten drei Bewegungen zu einem mächtigen Strom zusammen: einstimmig erfolgte die Annahme des von F. Klein gestellten Antrages: »Die Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte nimmt die Hamburger Thesen des Komitees zur Förderung des biologischen Unterrichtes an höheren Schulen einstimmig an, indem sie sich vorbehält, die Gesamtheit der Fragen des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichtes bei nächster Gelegenheit zum Gegenstand einer umfassenden Verhandlung zu machen«.

Diese Verhandlung erfolgte gleich im Jahre darauf bei der Tagung in Breslau (1904): drei treffliche Berichte und eine eingehende Besprechung klärten die Frage und ermöglichten deren Entscheidung. Der erste Bericht (von Fricke) trat sofort gewissen Befürchtungen entgegen: »Nicht Fachbildung ist es, die wir bei dem Unterricht an höheren Schulen im Auge haben, auch nicht einseitige mathematische oder naturwissenschaftliche Schulung, sondern wir wollen den mathematischen und naturwissenschaftlichen Unterricht auffassen im Rahmen einer allgemeinen menschlichen Bildung, wie sie für das Verständnis der gegenwärtigen Kultur und für die lebendige Mitwirkung der heranwachsenden Jugend an der Weiterentwicklung unserer Kulturzustände ersprießlich erscheint«.

War so das Ziel der Reformbestrebungen im allgemeinen gekennzeichnet, so ging der zweite Bericht des näheren ein auf die für den mathematischen Unterricht erstrebenswerten Neuerungen. Und dieser Bericht war mit Fug und Recht

[1]) Schon seit dem Jahr 1865 hat der Verein deutscher Ingenieure, damals zunächst im Anschluß an seine umfassenden Beratungen über die Organisation polytechnischer Schulen, dem gesamten höheren Schulwesen seine Aufmerksamkeit gewidmet und hat in immer erneuter Beschäftigung an dessen Verbesserung gearbeitet. Einen eingehenderen Bericht hierüber findet man in dem Werke von Th. Peters, das der Geschichte des Vereines gewidmet ist. Ein Sonderabzug daraus (1909, 40 S.) behandelt »Die Arbeiten des Vereines deutscher Ingenieure auf dem Gebiete des öffentlichen Unterrichtes«.

[2]) Bedeutsam ist, daß sich die gleiche »Ingenieurbewegung« in allen Kulturländern, ganz besonders in England, geltend macht, und auch da hat sich sofort die Rückwirkung auf die mittleren Schulen eingestellt, hauptsächlich durch das energische Vorgehen von Perry.

[1]) Vergl. die Jahresberichte der Deutschen Mathematiker-Vereinigung, Band 12 (1903), S. 565 u. f.: H. Lorenz, »Der Unterricht in angewandter Mathematik und Physik an den deutschen Universitäten«.

[2]) Vergl. die Jahresberichte der Deutschen Mathematiker-Vereinigung, Band 8 (1899), S. 95 bis 118; Band 11 (1902), S. 26 bis 37; Band 12 (1903), S. 567; Band 13 (1904) S. 313 u. f. u. 517 u. f.

F. Klein übertragen worden, dem Manne, der, auf den Höhen der Wissenschaft stehend und mit in erster Reihe an deren Erweiterung arbeitend, gleichwohl seit Jahren den Unterrichtsfragen, und zwar denen des Hochschul- wie des Mittelschulunterrichtes, die lebhafteste Teilnahme entgegengebracht und für deren Förderung immer erneuten Anstoß gegeben hatte, und der seitdem, wie bekannt, unermüdet und äußerst geschickt in die Behandlung dieser Unterrichtsfragen einen großen Zug gebracht und so manches schon zur Lösung geführt hat. Schon auf der Berliner Schulkonferenz von 1900 hatte Klein der verstärkten Beachtung der Anwendungen (zumal Messungen) im mathematischen Unterricht das Wort geredet und hatte gewünscht, daß wenigstens die Anfangsgründe der Differential- und Integralrechnung sowie der analytischen Geometrie in den Lehrplan der Mittelschulen aufgenommen würden, und in einem Göttinger Ferienkurs (Ostern 1904) und weiterhin wiederholt hat Klein darauf gedrungen, daß auch eine bessere Ausbildung der Raumanschauung gewonnen, ferner ein klares Verständnis der mathematischen Bestandteile unserer heutigen Kultur dadurch angebahnt werden solle, daß der Funktionsbegriff, auf dem jene Bestandteile beruhen, eingeführt werde, und daß er in richtiger methodischer Steigerung den ganzen mathematischen Unterricht entscheidend beeinflussen, daß er in geometrischer Fassung den übrigen Lehrstoff wie ein Ferment durchdringen solle.

Im gleichen Sinne berichtete nun Klein in Breslau, und auf seine und seiner Mitberichterstatter Ausführungen hin sowie auf Grund eingehender Beratung ihrer Darlegungen ward einstimmig der folgende Beschluß gefaßt: »In voller Würdigung der großen Wichtigkeit der behandelten Fragen spricht die Versammlung dem Vorstande den Wunsch aus, in einer möglichst vielseitig zusammenzusetzenden Kommission diese Fragen weiter behandelt zu sehen, damit einer späteren Versammlung bestimmte, abgeglichene Vorschläge zu möglichst allseitiger Annahme vorgelegt werden können«.

Noch in Breslau ward der gewünschte Ausschuß gebildet, und noch im Dezember 1904 begann er seine verantwortungsvolle Arbeit; die Art seiner Zusammensetzung aus 12 Mitgliedern bürgte für die Mitarbeit aller für die sachgemäße fachmännische Behandlung in Betracht kommenden Gruppen.

Dieser Ausschuß konnte sich auf reichliche Vorarbeit stützen und auf grundsätzliche Zustimmung andrer berufener Kreise.

Zunächst hatte die im sogenannten »Förderungsverein« (s. oben) zusammengeschlossene Lehrerschaft schon seit Jahren den einen oder andern Punkt der neuen Forderungen behandelt und entsprechende Lehrplanänderungen gefordert, und wiederholt war auf den Vereinsversammlungen die Frage nach Einführung der Differential- und Integralrechnung behandelt worden, im zustimmenden, im ablehnenden Sinn. Hervorragende Wichtigkeit mußte hierbei den durchaus günstigen Erfahrungen zugeschrieben werden, die bei länger durchgeführten Versuchen mit der Einführung gewonnen worden waren (Seeger, Kewitsch u. a.).

Eine besondere Unterstützung bei der Durchführung seiner Aufgabe konnte der Ausschuß in den seitens des Vereines deutscher Ingenieure ausgesprochenen Wünschen finden. Seit fast 30 Jahren hatte sich dieser stets erneut mit Unterrichtsfragen beschäftigt, weil gerade bei seinen Mitgliedern die Unzulänglichkeit des bisherigen Unterrichtes empfunden ward; seine Forderung war, daß vor allen Dingen die Anschauung, das Verständnis für die Maßverhältnisse, für wirkliche Vorgänge, für den Zusammenhang von Ursache und Wirkung weit mehr als bisher entwickelt werden müßten; gerade im Ingenieurberuf zeigt sich die Notwendigkeit einer wesentlich mehr auf das Verstehen der Jetztzeit gerichteten allgemeinen Bildung, weil gerade da der Mangel an Verstehen der heutigen Lebensverhältnisse am fühlbarsten ist, wie er sich namentlich in der Gesetzgebung, der Rechtsprechung und der Volkswirtschaft geltend macht. Aus diesem Empfinden heraus hatte auch eben der Ingenieurverein wenige Tage vor der Breslauer Versammlung, im Hinblick auf diese, in München eine Vorbesprechung von 30 Vertretern veranstaltet, die u. a. zu dem folgenden Ausspruch führte: »Wir begrüßen es mit Freude, wenn sich mehr und mehr die Ueberzeugung Bahn bricht, daß den mathematischen und naturwissenschaftlichen Bildungsmitteln eine erheblich größere Bedeutung beizulegen ist als bisher; werden doch die Kenntnisse auf diesen Gebieten immer mehr zum unentbehrlichen Bestandteil allgemeiner Bildung«.

Und der Vertreter des Ingenieurvereines auf der Breslauer Versammlung, der hier das Ergebnis jener Vorbesprechung vorzutragen hatte und feststellen durfte, daß sein Verein mit den bei dieser Versammlung aufgestellten Zielen völlig einverstanden sei, er sprach insbesondere noch als einen »in weiten Kreisen seines Vereines bestehenden« Wunsch aus, »daß es gelingen möchte, die Anfänge der Differential- und Integralrechnung an den Mittelschulen einzuführen. Denn gerade diese Lehre bezieht sich auf Begriffe, welche eine Auffassung von Vorgängen, von Bewegungen und von Entwicklungen bewirken, die auf keine andre Weise erreicht werden kann und für die allgemeine Bildung von größter Bedeutung ist «

Einen äußerst wertvollen Beitrag zur Lösung seiner Aufgabe konnte der von der Breslauer Versammlung eingesetzte Ausschuß auch in den französischen Lehrplänen von 1902 finden, wie sie gleichzeitig mit der durchgreifenden Neugestaltung des ganzen höheren Unterrichtswesens Frankreichs festgestellt und eingeführt worden sind. Diese Lehrpläne sind auf dem Gebiete des mathematischen Unterrichtes recht entschieden mit den Neuerungen vorgegangen, die auch, wie wir sahen, in Deutschland gewünscht wurden: zeichnerische Darstellungen, anschließendes Studium von Funktionen, Verwertung von deren Abgeleiteten, also Grundbegriffe der Infinitesimalrechnung in steter Anwendung, letztere auch in den sogenannten rein humanistischen Anstalten. Und als Begründung für die Aufnahme dieses Stoffes heißt es: »Ces notions et méthodes sont indispensables à celui qui veut comprendre quelque chose à ce mouvement scientifique qui s'accélère, à des applications des sciences qui se multiplient, et qui, de jour en jour, tendent à modifier plus profondément notre façon de penser et de vivre«. Es darf hier wohl beigefügt werden, daß [nach dem Zeugnis von Tannery] der »in Frankreich gemachte Versuch mit solchen Neueinführungen gut gelungen ist«.

Der von der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte im Jahre 1904 eingesetzte Ausschuß konnte sich nach dem Gesagten auf wichtige Vorarbeiten stützen und hat nach eigenem Ermessen in ernster hingebender Arbeit seinem Auftrag entsprochen, »bestimmte, abgeglichene Vorschläge« zu machen: die Ergebnisse seiner Beratungen wurden auf der Naturforscherversammlung zu Meran (1905) vorgetragen und gutgeheißen, und sie sind seitdem bekannt unter dem Namen der **Meraner Vorschläge.** Diese Vorschläge enthalten a) eine Darlegung allgemeiner Grundsätze für den Unterrichtsbetrieb an höheren Schulen, b) die Aufstellung eines zum Teil neuen Zieles, das deren mathematischem Unterricht gesteckt und eigenartig neuer Aufgaben, welche diesem Unterricht zugewiesen werden, c) den Entwurf eines zunächst auf die humanistischen Gymnasien zugeschnittenen ausführlichen mathematischen Lehrplanes.

Was die allgemeinen Grundsätze betrifft, so erklärt der Ausschuß, ihm habe »nichts ferner gelegen als eine Unterschätzung des hohen formalen, sachlichen und ethischen Bildungswertes der sprachlich-geschichtlichen Unterrichtsfächer«; aber er könne »sowohl angesichts der außerordentlich verschiedenartigen menschlichen Beanlagung als auch im Hinblick auf die äußerst wichtige Rolle der mathematisch-naturwissenschaftlichen Bildungselemente in dem Kulturleben der Gegenwart es nicht für richtig halten, daß es erforderlich ist, den Abiturienten aller höheren Lehranstalten eine vorwiegend sprachliche Bildung auf den Weg zu geben«. Demgemäß stellt der Ausschuß zu allererst die folgenden Leitsätze auf:

1) Der Ausschuß »wünscht, daß auf den höheren Lehranstalten weder eine einseitig sprachlich-geschichtliche noch

eine einseitig mathematisch-naturwissenschaftliche Bildung gegeben werde«, — und:

2) der Ausschuß »erkennt die Mathematik und die Naturwissenschaften als den Sprachen durchaus gleichwertige Bildungsmittel an und hält zugleich fest an dem Prinzip der spezifischen Allgemeinbildung der höheren Schulen«.

Den letzten scheinbar Widersprechendes enthaltenden Begriff hat F. Klein dahin erläutert, daß die geschichtliche Entwicklung dazu genötigt habe, auf das Ideal eines Einheitsunterrichtes zu verzichten, so daß man verschiedene spezifizierte Lehrgänge nebeneinander gelten lassen müsse, wobei freilich der Gedanke der Allgemeinbildung obenan zu stehen habe.

Das Endziel des mathematischen Unterrichtes am Gymnasium setzen die Meraner Vorschläge in folgender Weise fest: Ein wissenschaftlicher Ueberblick über die Gliederung des auf der Schule behandelten Lehrstoffes; eine gewisse Fähigkeit der mathematischen Auffassung und ihrer Verwertung für die Durchführung von Einzelaufgaben; endlich und vor allem (!) die Einsicht in die Bedeutung der Mathematik für die exakte Naturerkenntnis und die heutige Kultur überhaupt«.

Hiernach wird als selbstverständliche Aufgabe des mathematischen Unterrichtes wie bisher so auch fernerhin die Pflege der logischen Schulung des Geistes verlangt, sowie eine gewisse Fähigkeit praktischen Könnens. Mit Rücksicht auf das dritte aufgestellte Teilziel wird seitens des Ausschusses des näheren Folgendes ausgeführt: »Unter voller Anerkennung des formalen Bildungswertes der Mathematik muß auf einseitige und praktisch wertlose Spezialkenntnisse verzichtet, dagegen die Fähigkeit zur mathematischen Betrachtung und Auffassung der Vorgänge in der Natur und in den menschlichen Lebensverhältnissen geweckt und gekräftigt werden. Von hier aus entspringen zwei Sonderaufgaben: die Stärkung des räumlichen Anschauungsvermögens und die Erziehung zur Gewohnheit des funktionalen Denkens.«

Von diesen Grundgedanken ausgehend hat der genannte Ausschuß es als seine Hauptaufgabe betrachtet, eben diese Grundgedanken folgerichtiger, als dies bis dahin geschehen war, auszugestalten durch einen Lehrplanentwurf, der an die Verhältnisse des Gymnasiums anknüpft, das ja in Vergleichung mit den zwei andern Schulgattungen mit der geringsten Stundenzahl für Mathematik bedacht ist. Betreffs der Realgymnasien und Oberrealschulen wollte sich der Ausschuß nur auf mehr allgemeine Bemerkungen beschränken, von der Erwägung ausgehend, daß diese Schulen unter der Einwirkung der neuen ihnen verliehenen Berechtigungen sich zu sehr im Flusse der Entwicklung befänden, als daß es geraten wäre, jetzt schon alle Einzelheiten festzulegen. Nur sollte das bei den Oberrealschulen vorhandene Mehr an mathematischen Wochenstunden nach der übereinstimmenden Ansicht der Ausschußmitglieder »vor allem zur vertieften Behandlung desselben Stoffes benutzt werden, der auch auf den Gymnasien verarbeitet wird, indem einerseits die im Stoff liegenden allgemeinbildenden Momente in größerem Umfange herausgeholt und schärfer betont werden, anderseits den praktischen Anwendungen und der Pflege der zeichnerischen Seite ein breiterer Raum gewährt wird.« Auf diese Begrenzung der den Oberrealschulen zu stellenden Lehraufgabe wollte sich eine Minderheit des Ausschusses beschränken; dessen Mehrheit empfahl aber eine mäßige Weiterführung der Aufgabe durch systematische Ausgestaltung des Unterrichtes in analytischer Geometrie und in den Elementen der Infinitesimalrechnung. So würde hier »der Abschluß des Mathematikunterrichtes auf Oberprima der Art nach derselbe bleiben wie bei den Gymnasien, und nur ein vollständigeres mathematisches Verständnis aller in Betracht kommenden Natur- und Lebensvorgänge anstreben«[1]).

[1]) »Beispielsweise könnte der Absolvent so weit gefördert sein, daß er die Sätze von den unendlich kleinen Schwingungen eines Pendels oder die Keplerschen Gesetze der Planetenbewegung als Folgerungen aus den Grundsätzen der Mechanik und dem Newtonschen Gravitationsgesetze auf kürzestem Wege befriedigend abzuleiten vermöchte.« Gutzmer, Die Tätigkeit der Unterrichtskommission der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte (Gesamtbericht). Leipzig und Berlin 1908, B. G. Teubner, S 108.)

Gehen wir nun auf den ausgeführten »Mathematischen Lehrplan für die Gymnasien«[1]) näher ein! Es sei gleich hier bemerkt, daß naturgemäß nicht alles, was in diesem Lehrplan als »Neuerung« erscheint, an sich vollständig neu, also zum erstenmal hier vorgeschlagen wäre — denn wohl alle Einzelheiten sind im Verlauf der letzten Jahrzehnte schon irgendwo öffentlich ausgesprochen, und wohl ist auch das eine oder andre da und dort im praktischen Unterricht versucht worden; aber die Vorschläge im ganzen, deren Gesamtheit mit ihrer Zielbestimmung darf man gewiß als eine gründliche Neuerung bezeichnen. Hier kann es sich selbstverständlich nur darum handeln, diejenigen Dinge herauszuheben, die gegenüber dem bisherigen amtlichen Betrieb als neu erscheinen.

Da ist nun in bezug auf den **geometrischen Unterricht** sofort als kennzeichnend zu erwähnen, daß die hierfür entworfenen Vorschläge stets unter der Ueberschrift »Raumlehre« erscheinen: schon durch diese Benennung will der Ausschuß stets an seine eine Hauptforderung erinnern: an die der Stärkung des räumlichen Anschauungsvermögens, und es dürfte nach meiner Meinung im vorgeschlagenen Lehrplan die stete Verknüpfung ebengeometrischer Dinge mit der Betrachtung räumlicher Gebilde sogar noch mehr betont sein, und zwar mehr aufs einzelne angewendet.

Für Quinta wird eine »propädeutische Raumlehre« gefordert, und damit wird der überaus schwankenden Wertung, welche dieser grundlegende Unterrichtzweig bislang in deutschen Landen zu erdulden hatte, hoffentlich für immer ein Ende gesetzt. Die Raumausdehnungen sollen zunächst an der Umgebung erläutert und an den verschiedensten Körpern bestätigt werden. Bei diesen Betrachtungen soll auch der Symmetrie der Gebilde genügende Beachtung geschenkt werden; dazu wird verlangt Uebung im Gebrauche des Lineals und des Zirkels, auch beständiges Zeichnen und Messen.

Für Quarta kommt zur Verarbeitung des üblichen Stoffes die Weisung hinzu: Beweglichkeit der Figuren, Abhängigkeit der Dreieckstücke voneinander, Uebergangsfälle.

Für Untertertia ist erwähnenswert die Vorschrift: Betrachtung des Einflusses, den die Größen- und Lagenänderung einzelner Stücke einer Figur auf deren Gesamtcharakter ausüben, und bezüglich der Konstruktionen wird der Ausschluß aller nur durch Kunstgriffe lösbaren Aufgaben verlangt.

Der Obertertia wird neben dem Studium des Flächeninhaltes von Figuren eine Wiederholung der schon in Quinta vorgekommenen Raumberechnungen zugewiesen.

In Untersekunda ist die Aehnlichkeitslehre unter besonderer Verwertung der Aehnlichkeitslage zu behandeln; beim Dreieck, besonders beim rechtwinkligen, soll eine eingehende Verfolgung der gegenseitigen Abhängigkeit von Seitenverhältnissen und Winkelwerten statthaben, und es wird die Aufstellung und Erprobung von Tabellen für diese Abhängigkeit (als Vorbereitung für die Trigonometrie) gefordert, im Anschluß daran werden auch praktische Aufgaben (Aufnahmen am Meßtisch) verlangt.

Für Obersekunda kommt zur üblichen Trigonometrie und anschließender Charakterisierung der gegenseitigen Abhängigkeit der Winkeländerung und der Funktionsänderung hinzu die graphische Darstellung dieser Abhängigkeit.

Der Unterprima ist Stereometrie zugewiesen, unter Berücksichtigung der wichtigsten Elemente der Projektionslehre samt Uebungen im stereometrischen Zeichnen, auch Einfachstes aus der sphärischen Trigonometrie und mathematische Geographie einschließlich der Lehre von den Kartenprojektionen.

Die Oberprima erhält neben ihrer üblichen Aufgabe auch die von Rückblicken unter Heranziehung geschichtlicher und philosophischer Gesichtspunkte.

Der **arithmetische Unterricht** der Mittel- und Oberklassen ist wesentlich neu beeinflußt durch die Rücksichten auf die Erziehung zur Gewohnheit des funktionalen Denkens.

In Quinta sollen u. a. in Ergänzung der geometrischen Betrachtungen einfachste Aufgaben der Flächen- und Raum-

[1]) Ebenda S. 108 bis 115.

berechnung behandelt werden, unter Verwertung des Zusammenhanges zwischen Rauminhalt und Gewicht.

Während der Quarta und Untertertia im wesentlichen die üblichen Jahresaufgaben verbleiben, wird der letzteren Klasse gelegentlich der Auswertung von Buchstabenausdrücken die Betonung des funktionalen Charakters der hierbei auftretenden Größenveränderungen zur Pflicht gemacht.

Auch in Obertertia soll stets bei der Ergänzung und Erweiterung der Buchstabenrechnung die Abhängigkeit eines Größenausdruckes von einer in ihm auftretenden Variabeln hervorgehoben werden; dazu kommt die graphische Darstellung einfacher linearer Funktionen und die Benutzung dieser Darstellung zur Auflösung von Gleichungen.

Der Untersekunda wird neben der üblichen Lehre von Potenzen, Wurzeln und quadratischen Gleichungen zugewiesen die Betrachtung des von einer Variabeln abhängigen quadratischen Ausdruckes in seiner dadurch bedingten Veränderlichkeit unter graphischer Darstellung, auch die Lösung von Aufgaben zweiten Grades mit einer Unbekannten durch Schnitte von Geraden und Parabeln. Daß die »Betrachtung der graphischen Darstellung als Mittel zur Veranschaulichung empirisch gefundener Zusammenhänge« erst hier angesetzt wird, erscheint mir etwas verspätet.

Während der Obersekunda nach dem bestehenden preußischen Lehrplan als arithmetische Aufgabe nur »Gleichungen, besonders quadratische mit mehreren (!) Unbekannten« zugewiesen sind (da die Logarithmenlehre schon der Kl. II zufällt), wünschen die Meraner Vorschläge hier die Exponentialgröße und Logarithmen, auch die niederen Reihen samt Zinseszins- und Rentenrechnen, dazu auch graphische Darstellungen und den Rechenstab.

Neuartig ist die der Unterprima zugewiesene Aufgabe. Sie verlangt die »zusammenhängende Betrachtung der bisher aufgetretenen Funktionen in ihrem Gesamtverlauf nach Steigen und Fallen (unter eventueller Heranziehung der Begriffe des Differentialquotienten und des Integrals), mit Benutzung zahlreicher Beispiele aus der Geometrie und der Physik, insbesondere der Mechanik«. Oben (S. 1203) wurde bereits bemerkt, daß der zur Vorbereitung der Meraner Vorschläge tätige Ausschuß betreffs der Einführung der Infinitesimalrechnung schon für die Oberrealschulen geteilter Meinung war; um so mehr mußte sich dieser Zwiespalt der Meinungen für die Gymnasien einstellen. Es ließ sich eine Einigung nicht erzielen, und so befürwortete der Ausschuß in der angegebenen vorsichtigen, aber glücklicherweise ziemlich dehnbaren Form, daß der Primaunterricht im Gymnasium bis an die Schwelle der Infinitesimalrechnung vordringe; hinsichtlich der Form dieses Abschlusses will er aber Raum lassen für weitere Erprobungen und für die individuelle Betätigung der einzelnen Lehrer. Hierüber seien an verschiedenen Anstalten Versuche zu machen; seien durch solche dann vielseitigere Erfahrungen gewonnen, so werde sich mit größerer Sicherheit urteilen lassen, wie die Sache am besten gemacht wird.

Zum Schluß macht der Ausschuß auch noch einen Vorschlag betreffs der vorgeschriebenen Reifeprüfung: »In dieser wird sich die mathematische Ausbildung des Schülers und ihr Einfluß auf seine Ausbildung überhaupt am klarsten erkennen lassen, wenn von der jetzigen Forderung der Lösung von vier speziellen Aufgaben abgegangen wird und statt dessen einerseits eine zusammenhängende Darstellung eines allgemeinen Themas, anderseits die vollständige (rechnerische und zeichnerische) Behandlung einer Aufgabe verlangt wird. Ebenso dürfte bei der mündlichen Prüfung mehr Gewicht auf das Verständnis als auf das Auswendigwissen vieler spezieller Formeln zu legen sein.«

Im Vorstehenden sind die wesentlichen Grundgedanken und die Hauptausführungen der Meraner Vorschläge von 1905 wiedergegeben, freilich nur für den mathematischen Unterricht; denn ein volles Verständnis der Bedeutsamkeit dieser Vorschläge läßt sich nur gewinnen, wenn man auch die damit innig zusammenhängenden und mit jenen ein Ganzes ausmachenden Vorschläge für den naturwissenschaftlichen Unterricht der höheren Schulen in Betracht zieht. Wir müssen hier davon absehen, auch auf diesen Teil der Vorschläge einzugehen. Wohl aber dürften die Leser dieser Darlegung erwarten, zu erfahren, ob und welche Wirkungen auf die Lehrerwelt und damit auf den üblichen Unterricht diese vielberufenen Vorschläge ausgeübt haben.

Es sind doch wesentlich zwei Hauptgedanken und -wünsche, die betreffs einer Weiterführung oder inneren Umbildung des mathematischen Unterrichtes unserer höheren Schulen seitens des Unterrichtsausschusses ausgesprochen worden sind: die Einführung veränderlicher Größen und von Funktionen solcher in die Schulmathematik, die bislang im wesentlichen nur mit unveränderlichen Größen arbeitete, und die Fortführung solcher Funktionsbetrachtungen bis wenigstens in die Anfänge der Infinitesimalrechnung. Kein Theoretiker, aber auch kein in der Schule stehender Lehrer reiferer Erfahrung wird leugnen wollen, daß die Einführung des Funktionsbegriffes und der damit selbstverständlich untrennbar verbundenen entsprechenden zeichnerischen Darstellungen eine ungemeine Verlebendigung des Unterrichtes zur Folge haben kann, ja haben muß, und daß so auch der Weg zu den praktischen Anwendungen eröffnet und leichter beschritten werden kann — freilich nur, wenn diese neuere Betrachtungs- und Behandlungsweise nicht bloß ein mit dem übrigen lose verbundenes Anhängsel bleibt, sondern wenn sie, den ganzen Unterricht durchdringend, diesen vertieft und so naturgemäß einen wesentlichen Einfluß gewinnt auf das ganze Unterrichtsverfahren, wenn sie insbesondere früh genug im Unterricht einsetzt und so die spätere Ausführung wohl vorbereitet.

In klarer Erkenntnis dieser Sachlage oder in mehr gefühlsmäßiger Würdigung solcher Erwägungen ist dann auch meines Wissens seitens der Lehrerwelt keine Einwendung erhoben worden gegen jenen ersten Teilgedanken der Reformvorschläge, der übrigens schon im preußischen Lehrplan von 1901, freilich ziemlich versteckt, enthalten war. Im Gegenteil, dieses Neue wurde von den Stimmführern allerseits anerkannt und mit Freuden begrüßt. Daß seine Durchführung überall oder auch nur an der Mehrzahl der Schulen oder der Einzelklassen eingetreten sei, möchte ich übrigens fast bezweifeln; auch hier stellt sich das Herkommen, die langjährige Gewöhnung zumal älterer Lehrer an ihren »erprobten Unterrichtsbetrieb« als Hindernis entgegen. Aber unzweifelhaft ist das Neue im Fortschreiten begriffen, und es wird sich bald alle Schulen erobert haben.

Anders steht die Sache in bezug auf den zweiten Hauptteil der Forderungen des Unterrichtsausschusses, d. i. in bezug auf die Einführung der Grundlagen der Differential- und gar der Integralrechnung: hier sind schwerere Widerstände zu überwinden.

Verschiedene Einwände sind es, die gegen solche Neuerung vorgebracht werden, Einwände, die vielleicht auch mehr oder minder laut der eine und andre im praktischen Leben stehende Leser dieser Zeitschrift erheben mag, der sich wohl erinnert, daß und wie er auf der Hochschule zwar das Technische, fast möchte ich sagen das Handwerksmäßige des Differenzierens und Integrierens gelernt hat, wie ihm aber das Wesen, die innere Bedeutung dieser Rechengeschäfte erst spät zur Erkenntnis gekommen ist — und vielleicht möchte man manchen Studio auch nicht mehr des ersten Semesters in Verlegenheit setzen mit der Frage: Was bedeutet denn das, eine Funktion zu differenzieren?

Als erster Einwand pflegt geltend gemacht zu werden, dieses Einführen eines Zweiges der »höheren Analysis« überschreite die Stufe der der Mittelschule zuzuweisenden »Elementarmathematik«, und seine Durchnahme sei »zu schwer«. Nun zeigt das am Beginn dieses Aufsatzes (S. 1199) mitgeteilte Wittenberger Beispiel ebenso wie der Bericht über Chr. Wolfs Vorgehen (S. 1199), wie sehr der Begriff des Elementaren gewechselt hat, und wie im Grunde genommen die heutige und jede frühere Umgrenzung der Schulmathematik nur geschichtlich zu begreifen und zu begründen ist. Zu schwer aber sind die auf der Mittelschule durchnehmbaren bezüglichen Dinge gewiß nicht, wie mir mein eigener Unterricht in beiden Primajahren des Gymnasiums deutlich erweist; es kommt eben auf die Darstellungsweise an. Wenn man freilich mit dem allgemeinsten Funktionsbegriff, mit Reihenuntersuchungen und mit den schwierigsten einschlägigen Fragen beginnt und

endlich, wie wir das an einer Hochschule erlebt haben, nach einem Vierteljahr Vorlesungen an die Bildung des Differentialquotienten kommt, so sind solche Einführungen auch für den Studenten der Technischen Hochschule zu schwer. Dagegen fällt jede Schwierigkeit fort, wenn der Ausgang genommen wird von der Betrachtung zeichnerisch dargestellter Funktionen und deren praktischen Anwendung, und wenn der Begriff des Integrales anschaulich aus ganz natürlichen Inhaltsberechnungen gewonnen wird.

Der zweite Einwand, der gegen die Einführung des neuen Stoffes in die Mittelschule erhoben wird, ist der, daß deren Betrieb bald in bloßen Formalismus ausarte. Ich gebe zu, daß das bei ungeschickter Behandlung vorkommen könnte — aber welcher Teil jeglichen Unterrichtes könnte davor geschützt sein? Und hat man nicht erlebt, daß jahrzehntelang der algebraische, der trigonometrische Unterricht zugunsten des »formalen Prinzipes« recht — um dieses schlimme Wort zu gebrauchen — formalistisch betrieben worden ist? Ich meine im Gegenteil, der Mittelschulunterricht ist fast weniger der Gefahr ausgesetzt, in den gerügten Fehler zu verfallen, als die Hochschulvorlesung, weil er in Rücksicht auf die Schwachen den ganzen Gegenstand und jedes Neue an Beispielen und stets wiederholt von allen Seiten beleuchten muß.

Und wenn drittens manche Hochschullehrer gemeint haben oder meinen sollten, es sei ihnen unerwünscht, daß die Studenten schon mit Kenntnissen auf diesem Gebiet zu ihnen kommen, weil diese Kenntnisse wohl oberflächlich und tieferem Eindringen mehr hinderlich seien, so meine ich dagegen, daß die Schule mit ihrem geometrisch-anschaulichen Betrieb viel eher zu einem inneren Verständnis führe und doch zugleich das Verlangen nach strengster Begründung der Lehre erwecke. Im übrigen muß seitens der Hochschule eine gewisse Unbequemlichkeit der Anpassung an neue Verhältnisse hingenommen und überwunden werden, da eine solche ja unzweifelhaft in mancher andern Hinsicht ebenfalls vorliegt. Und, was die Hauptsache, »wenn die große Mehrzahl der Schüler von einer vorgeschlagenen Maßregel Vorteil hat, so haben die Sonderinteressen der Hochschule und ihrer Lehrer dagegen zurückzutreten« (F. Klein). Wenn freilich, wie man das zuweilen hört, mit dem Beginn der Differentialrechnung für den Schüler eine »Revolution des Denkens« verbunden sein soll, so läßt sich hierauf am besten mit den abweisenden Worten von F. Klein erwidern: »Besagte Revolution ist nur ein Prüfstein für die Unzweckmäßigkeit der früher eingehaltenen Lehrmethode gegenüber dem für die Schüler weiterhin in Betracht kommenden Lehrziele.« Der jetzt befürwortete Lehrgang soll dem Schüler gerade solche Revolution ersparen, indem er ihn von vornherein an die späterhin erfolgreichen Gedankengänge gewöhnt.

Schließlich ist doch auch noch das Mißverständnis zurückzuweisen, als ob durch die Aufnahme der wiederholt genannten Grundlehren wie überhaupt durch die gemäß den Meraner Vorschlägen durchzuführende Ausgestaltung des mathematischen Unterrichtes die Schulen, zumal die Realanstalten, die Merkmale von Fachschulen annähmen. Gewiß werden die so Unterrichteten für ihre weiteren Studien unmittelbaren Vorteil haben ganz ebenso wie die vom Gymnasium Kommenden mit ihren Kenntnissen im Lateinischen und Griechischen. Aber erneut wird man mit F. Klein sagen, daß »vor allen Dingen die allgemeine Bedeutung der vorgeschlagenen Maßregel zu betonen ist, ihre philosophische Bedeutung als Abschluß der Realstudien nach der exakten Seite hin.«

Und hier setzt auch die Bedeutsamkeit der Sache ein für die vom sogenannten humanistischen Gymnasium für reif zu Erklärenden: »eine gewisse Kenntnis der Differential- und Integralrechnung ist unerläßlich, wenn man auch nur die einfachsten Gesetzmäßigkeiten der uns umgebenden Natur verstehen will. Es handelt sich hierbei um eine notwendig zu vollziehende Ideenbildung, notwendig für jeden, der als moderner Mensch in die Entwicklung unseres kulturellen Lebens mit offenem Geist eintreten will.« Und da es sich bei dem genannten Schlußteil des mathematischen Unterrichtes nur um die Ausgestaltung des Funktionsbegriffes handelt, so kann man diesen ganz wohl mit F. Klein »die Seele des mathematischen Schulunterrichtes« nennen: »um den Funktionsbegriff gruppiert sich zwanglos der gesamte mathematische Lehrstoff und gewinnt, was bisher vielfach zu vermissen ist, einen planvollen Zusammenhang. Zudem ist seine direkte sachliche Bedeutung kaum zu überschätzen«, wie dies schon die heute allgemein geübte zeichnerische Darstellung funktionaler Abhängigkeiten deutlich zeigt.

In gerechter Würdigung solcher Ueberlegungen und in der Erkenntnis, daß über deren Richtigkeit und Erfolgmöglichkeit einzig die Unterrichtserfahrung der Schule entscheiden könne, hat die preußische Unterrichtsverwaltung bald nach Erscheinen der Meraner Vorschläge gestattet, daß an einer Reihe von Anstalten nach deren Gedanken unterrichtet werde. Und die bisher über die Ergebnisse solcher Erprobungsarbeit mitgeteilten Berichte lauten sämtlich erfreulich; auch ich selbst kann auf Grund meiner Erfahrung dem beistimmen. Uebrigens sind damit nur lange vorher gemachte Einzelversuche erneut bestätigt worden: so z. B. hat schon Herbart (1810 bis etwa 1830) in seinem freilich nur von höchstens 13 Zöglingen besuchten Pädagogium, das etwa die Reife für die Gymnasialprima als Ziel hatte, Abschnitte aus der Infinitesimalrechnung behandelt, und da er diese 1824 sogar in seinen mathematischen Lehrplan für Bürgerschulen übernahm, muß er wohl selbst mit dem Erfolg zufrieden gewesen sein. Am Realgymnasium zu Güstrow hat Seeger in den 80er und 90er Jahren des vorigen Jahrhunderts die Grundlagen und Anwendungen der Infinitesimalrechnung durchgenommen, und er ist »auf besondere Schwierigkeiten, auch bei mittelmäßig beanlagten Köpfen, nicht gestoßen«, ja nach dortiger Erfahrung »finden die Schüler die Elemente dieser Rechnung leichter als manche Partien der algebraischen Analysis, und sie nimmt vermöge der ihr eigentümlichen Anziehungskraft von der ersten Stunde an das Interesse des Primaners gefangen, um es bis zum letzten Augenblick festzuhalten.«

Seit Bekanntwerden der Meraner Vorschläge haben diese allerorten eine ganz außerordentliche Beachtung und im wesentlichen fast durchweg völlige Zustimmung gefunden. So hat z. B. eine Gruppe von Teilnehmern eines Ferienkurses in Göttingen (1906) nach lebhafter Besprechung als ihre Meinung den Beschluß veröffentlicht: »Die Bedürfnisse des wissenschaftlichen Lebens der Gegenwart lassen es als notwendig erscheinen, und die Vervollkommnung der mathematischen Unterrichtsmethoden macht es möglich, daß die Schüler aller höheren Schulen (Gymnasien, Realgymnasien und Oberrealschulen) vertraut gemacht werden mit den Gedankengängen, die seit dem 18. Jahrhundert in den Formen der Infinitesimalrechnung ihren vollendeten Ausdruck gefunden haben.«

Mehr Bedeutung aber als diese privaten Aeußerungen haben und wirklichen Erfolg der Reformbestrebungen bedeuten amtliche Aenderungen von Lehrplänen, wie sie bis jetzt schon erfolgt sind und voraussichtlich noch weiterhin erfolgen werden. So ist der im Jahre 1907 erlassene mathematische Teil des Lehrplanes für die neu geschaffenen bayerischen Oberrealschulen ganz im Sinn, zum Teil im Wortlaut der Meraner Vorschläge abgefaßt. Auch in Oesterreich ist man in lebhafte Beratungen eingetreten über eine zeitgemäße Umgestaltung des mathematischen Unterrichtes, und man ist dort ebenfalls den durch die Meraner Vorschläge vertretenen Gedanken beigetreten. Daß Frankreichs Schulwesen schon vorher die gleichen Bahnen beschritten hatte, ja geradezu mit die Anregung gegeben hat für die deutsche Strömung, wurde oben (S. 1202) bereits erwähnt. Und auch die Lehrerschaft der Schweiz hat sich in der gleichen Richtung schlüssig gemacht: auf einen begründenden Vortrag von H. Fehr in der »Vereinigung der Mathematiklehrer an schweizerischen Mittelschulen« fanden (schon Dezember 1904) dessen zwei Leitsätze volle Zustimmung und Billigung, nämlich: »1) In Betracht auf seine allgemeine Bedeutung gehören der Funktionsbegriff und seine grundlegenden Anwendungen in den Lehrplan der Mittelschulen« und »2) Was den Umfang und die Methode anbetrifft, so beschränke man sich einerseits auf die Grundbegriffe und ihre Veranschaulichung durch typische Anwendungen und vermeide anderseits eine rein abstrakte Darstellung.« Die Verhandlungen machten aber auch das offenbar, daß schon an einer

ganzen Reihe schweizerischer Mittelschulen die neuen Gedanken, wenn auch nicht in der jetzt angestrebten Geschlossenheit, schon längere Zeit gepflegt worden sind.

Meine Darlegungen haben gezeigt, daß die während längerer Zeit vorhanden gewesene Art des mathematischen Unterrichtes an den höheren Schulen, welche die einen formalbildend nennen mochten, die andern als in Erstarrung begriffen, daß diese Art in einer völligen Umbildung begriffen ist. Voraussichtlich nicht gar rasch werden die Neuerungsbestrebungen zur allgemeinen Durchführung gelangen, da die süße Gewöhnung an das Hergebrachte vielfach hindernd im Wege stehen wird; aber die Sache wird vorangehen, und ihre Durchführung wird gewiß zum Segen der künftigen Schülergeschlechter ausschlagen. Und auch den Vorteil wird das Neue bringen, daß zwischen dem Mathematikbetrieb der Mittelschule und dem der Hochschule eine bessere Beziehung und mehr innere Angleichung behufs leichteren Ueberganges stattfinden wird.

Zusammenfassung.

Nach einem kurzen Rückblick auf die Gestaltung des mathematischen Unterrichtes in früherer Zeit, zumal während der Blüte des sogenannten Neuhumanismus, werden die Anfänge zu einem vertieften Betrieb dieses Unterrichtzweiges dargelegt, wie sie in den neueren preußischen Lehrplänen, freilich nur andeutungsweise, hervortreten. Darauf werden die von drei verschiedenen Seiten herkommenden stärkeren Antriebe zu einer teilweisen Neugestaltung des mathematischen Unterrichtes der höheren Schulen gekennzeichnet. Diese Einzelbewegungen flossen (1903) zu einem mächtigen Strome zusammen, und das Ergebnis waren die sogenannten Meraner Vorschläge. Deren Hauptaufstellungen werden des näheren gekennzeichnet. Der Schluß ist der Darstellung gewidmet, wie jene Vorschläge bereits mehr und mehr in die Praxis des Unterrichtes eingezogen sind und darauf einwirken, nicht nur in Deutschland, sondern auch in anderen Staaten.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 2. Mai und 20. Juni 1912.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 19. April 1912.
Vorsitzender: Hr. Winter-Günther.
Schriftführer: Hr. v. Zochowski.
Anwesend 37 Mitglieder und 5 Gäste.

Hr. Dr. Hofmann (Gast) spricht über

Chemische Errungenschaften seit der Jahrhundertwende.

Der Vortragende bespricht die als Ersatz der Radiumpräparate dienenden, durch Prof. Hahn entdeckten Elemente Radiothorium und Mesothorium und deren Wirkungsweise, ferner die bis jetzt beobachteten Erfolge der aus dem Luftstickstoff hergestellten Salpetersäureersatzpräparate und geht zu dem von Prof. F. Fischer in Berlin erfundenen Langbein-Pfannhauserschen Elektrolyteisen über. Hierauf schildert der Redner die Ziele der organischen Synthese. Die aus dem Zellstoff hergestellten Ersatzpräparate des Kollodiums — die Azetylzellulose in ihren mannigfachen Anwendungen und Herstellungsarten — werden wie die künstliche Seide in ihren verschiedensten Gewinnungsweisen und neuesten Präparaten erwähnt, wobei auch die aus jüngster Zeit stammenden fast unverbrennlichen Zelluloidfilms nicht vergessen werden. Hieran reiht sich eine Besprechung der als rein deutsche Weltindustrie anzusehenden Teerfarbenfabrikation; zumal der synthetische Indigo, die Arbeiten auf dem Gebiete des Blutfarbstoffes und Blattgrüns und endlich die epochemachenden Entdeckungen Friedländers über den antiken Purpur werden als eigentliche Kinder des 20. Jahrhunderts geschildert. Von den Teerfarben geht der Redner über zu den Arbeiten Hofmanns und Contelles' bezüglich der Herstellung künstlichen Kautschuks und zur Darstellung des synthetischen Kampfers. Dann werden die Entdeckungen der Konstitution der Riechstoffe und ihre synthetische Herstellung geschildert. Daran schließt sich die Besprechung der künstlichen Harze, wie Bakelit, Resinit, Metakalin, denen diejenige der synthetischen Alkaloide und synthetischen modernen Heilmittel folgt. Den Schluß bildet eine ausführliche Schilderung der Gewinnung der synthetischen Edelsteine aus der Korundgruppe.

Am 16. Februar 1912 sprach Hr. K. Kutzbach über

Abwärmeverwertung bei Verbrennungskraftmaschinen.

Die Tatsache, daß die Abwärmeverwertung bei Verbrennungskraftmaschinen bisher eine so geringe Bedeutung erlangt hat, ist zu verstehen, wenn man Fig. 1 berücksichtigt, in der diejenigen Maschinen gekennzeichnet sind, welche zur Abwärmeverwertung vornehmlich in Betracht kommen: die Dampfmaschine mit Auspuff, die Großgasmaschine und der Dieselmotor. Die hyperbelartige Begrenzungslinie nach oben soll nur andeuten, daß man sich der vollkommenen Wärmeverwandlung in Kraft nur asymptotisch nähern kann. Man erkennt den wesentlichen Unterschied zwischen der Dampf- und den Verbrennungsmaschinen.

Der Wärmeaufwand für 1 PS_e-st ist bei der Auspuff-Dampfmaschine mit 6000 bis 9000 WE eingesetzt; häufig ist er noch viel höher. Gemäß der Lehre vom mechanischen Wärmeäquivalent werden hiervon rd. 630 WE in Nutzarbeit umgesetzt, der ganze Rest wird als Wärme wieder abgeführt. Allerdings geht von dieser Wärme ein beträchtlicher Teil, besonders bei den älteren Anlagen, als unwiederbringlicher Kaminverlust verloren; immerhin ist eine Menge Wärme, und zwar 4000 bis 5000 WE, in Form von Auspuffdampf, also in einer für Heizzwecke äußerst bequemen und zweckmäßigen Form, vorhanden. Kein Wunder, daß für alle die vielen Anlagen, bei welchen der Kraftbedarf zum Wärmebedarf in einem ähnlichen Verhältnis steht, wie er in der Figur angedeutet ist, die Dampfmaschine unausrottbar ist. Es gibt auch noch zahlreiche Industrien mit großem Wärmebedarf, bei denen die Kraftmaschine sozusagen das nutzbringende Drosselorgan für den für die Heizung erforderlichen Dampf bildet.

Fig. 1.
Wämebilanz der Auspuffdampfmaschine im Vergleich zur Verbrennungskraftmaschine.

Die verschiedenen Abarten der Maschinen mit Zwischendampfentnahme decken auch den Wärmebedarf solcher Anlagen, bei denen der Kraftbedarf verhältnismäßig höher ist, so daß man einen Teil des Dampfes in vollkommenster Ausnutzung bis zum Vakuum expandieren läßt, während der andre Teil nach Leistung einer geringeren mechanischen Arbeit unter Druck zu Heizzwecken entnommen wird.

Die Verbrennungskraftmaschine nutzt den Brennstoff zur Krafterzeugung bedeutend besser aus als die Dampfmaschine, sie braucht für 1 PS_e-st nur etwa 2300 bis 2600 WE bei der Gasmaschine, oder gar nur 1850 WE beim Dieselmotor, Fig. 2. Sind von der zugeführten Wärme 630 WE in Nutz- oder etwa 800 bis 850 WE in indizierte Arbeit verwandelt, so ist nur noch wenig abzugeben. Und während bei der Auspuffdampfmaschine die Abwärme in der äußerst bequemen Form von Dampf zur Verfügung steht, ist hier etwa die Hälfte der

Abwärme in Form von warmem Kühlwasser, die andre Hälfte in Form von heißen, verunreinigten Auspuffgasen vorhanden.

Trotz dieser geringen Abhitze hat man sich seit Jahren die Frage gestellt: Wie und wo läßt sich 1) die Kühlwasserwärme, 2) die Auspuffwärme verwerten?

Die Kühlwassertemperatur beträgt bei der Großgasmaschine nur etwa 40°; das Wasser der Gasmaschinen läßt man darum sich nicht höher erwärmen, weil man sonst Vorzündungen in der Maschine befürchten muß. Wasser von 40° ist aber nur in den allerseltensten Fällen, z. B. für Badezwecke verwendbar, so daß also mit dieser Ausnutzung der Abwärme wenig zu rechnen ist.

Besser steht es schon mit dem Kühlwasser des Dieselmotors. Dieses kann, da Vorzündungen beim Dieselmotor ausgeschlossen sind, ohne weiteres, besonders bei den kleineren Maschinen, mit 70 bis 80° abfließen, und Wasser von dieser hohen Temperatur kann für die verschiedensten industriellen Zwecke ausgenutzt werden.

Diese Ausnutzung des Kühlwassers ist bequem, da hierzu keinerlei besondere Vorrichtungen nötig werden, und sie ist darum in den wenigen Fällen, wo Bedarf an warmem Wasser vorhanden war, immer schon vorgenommen worden.

Fig. 2.

Wärmebilanz von Gasmaschine und Dieselmotor.

Anders steht es mit den Auspuffgasen. Diese haben ein großes Volumen bei verhältnismäßig geringem Wärmeinhalt und sehr schlechter Wärmeabgabefähigkeit (200 mal schlechter als Dampf), außerdem sind sie durch Oel, schweflige Säure oder Ruß verunreinigt. Ihre unmittelbare Verwendung kommt darum fast gar nicht in Betracht. Anderseits verlassen sie mit hohen Temperaturen von 400 bis 600° die Maschine, so daß Wasser von 100° und Dampf von 180° in besondern Kesseln leicht hergestellt werden können, ja daß sogar noch mit einer Ueberhitzung dieses Dampfes gerechnet werden kann.

Bei diesen Kesseln wird man sich, um Anfressungen bei allzuweiter Abkühlung der Abgase zu vermeiden und die Herstellungskosten zu verringern, mit etwa 60 vH Wirkungsgrad im Durchschnitt begnügen, so daß man normal bei der Gasmaschine etwa 500, beim Dieselmotor etwa 300 WE/PS-st aus den Auspuffgasen wiedergewinnt gegen 4000 bis 5000 WE bei der Auspuffdampfmaschine.

Daß bei allen Maschinen die Abwärme bei geringerer Belastung geringer ist, da ja weniger Wärme zugeführt wird, ist selbstverständlich. Sie sinkt etwa proportional der indizierten Leistung.

Da die erzielbare Dampfmenge nur etwa $^1/_{10}$ derjenigen der Dampfmaschine ist, so ist die Bedeutung der Abwärmeverwertung bei Verbrennungskraftmaschinen gegenüber Dampfmaschinen zunächst nicht allzugroß, und nur ein verhältnismäßig geringer Bedarf an Wärme kann damit gedeckt werden.

Aber bei der heutigen immer weiter verschärften Kalkulation hat man auch hier Fälle gefunden, in denen ein großer Vorteil aus der Wärmeverwertung noch zu erwarten ist.

Die erste Voraussetzung für eine wirtschaftliche Abwärmeverwertung bei Verbrennungsmaschinen ist, daß ein Bedarf an heißem Wasser z. B. zum Kesselspeisen oder für Warmwasserheizungen oder an Dampf vorhanden ist. Dies ist z. B. auf allen Hüttenwerken und Zechen der Fall, ebenso in mancherlei Fabrikbetrieben, selten dagegen bei Elektrizitätswerken. Die zweite Voraussetzung ist die, daß die Kosten für Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten gegenüber dem Gewinn durch die Abwärmeverwerter nicht unverhältnismäßig hoch werden. Wird die Anlage z. B. nur für Heizzwecke im Winter benutzt, und auch dann nur am Tage, so ist die Ausnutzung bedeutend schlechter, als wenn das ganze Jahr hindurch Tag und Nacht Dampf verwertet werden kann; ebenso sind kleinere Anlagen verhältnismäßig teurer als solche für große Leistungen.

Fig. 3 und 4. Abwärmeverwerter in stehender Anordnung.

Fig. 3.

Fig. 4.

In diesen Bedingungen liegt der Hauptgrund, warum an eine wirtschaftliche Auswertung der Abhitze in großem Maßstab erst gedacht wurde, nachdem Gasmaschinenanlagen mit Tag- und Nachtbetrieb und einer dauernden Verwendungsmöglichkeit für den Dampf entstanden.

Die erste größere Anlage, welche z. B. die MAN gebaut hat, wurde 1903 für Madrid geliefert, wo jede von sechs 1800-pferdigen Gasmaschinen mit einem solchen Abhitzeverwerter versehen wurde, welcher den für die Generatorgasanlage erforderlichen Dampf zu liefern hatte. Während Generatorgasanlagen für teerfreie Brennstoffe, z. B. Koks und Anthrazit, sich den nötigen Dampf mit der Abhitze der Generato-

ren selbst leicht erzeugen können, ist dies bei teerhaltigen Brennstoffen nicht zweckmäßig, da der Teer die Dampfkessel bald zulegt. Es sollte darum in diesem Falle die Auspuffhitze zur Dampferzeugung benutzt werden. Solche Dampfkessel für Generatorgasanlagen werden namentlich in England vielfach verwendet.

Außer von der MAN sind von den verschiedensten Firmen in den letzten 10 Jahren Abwärmeverwerter gebaut worden: zur Erzeugung von destilliertem Wasser, für Warmwasserheizungen, Erzeugung von Speisewasser für Dampfkessel usw. Eine größere Bedeutung haben sie aber erst in der letzten Zeit durch ihre Verwendung in den Gasmaschinen der Hüttenwerke und chemischen Fabriken und neuerdings auch durch ihren Einbau bei Groß-Dieselmotoren erlangt.

Der Redner geht zu dem Abwärmeverwerter der MAN über.

Diese Abwärmeverwerter werden als stehende, Fig. 3 und 4, oder ausziehbare liegende Heizrohrkessel, Fig. 5, ausgeführt, bei denen die Gase durch das Innere der Röhren streichen. Die Kessel können auf der Wasserseite leicht von Kesselstein und Schlamm befreit, aber auch auf der Gasseite gereinigt werden, obgleich dies selten notwendig ist. Der Abwärmeverwerter hat den besondern Vorzug, daß die Reinigung des Kessels ohne Ausbau der Auspuffrohrleitungen möglich ist. Bei der stehenden Anordnung wird zur Reinigung des Innern der verhältnismäßig leichte Mantel abgehoben: im Maschinenraum durch den vorhandenen Kran, außerhalb des Maschinenraumes durch eine besondere Laufkatze.

Fig. 5.

Abwärmeverwerter in liegender Anordnung.

Die stehende Anordnung in Verbindung mit der besondern Konstruktion des Kessels bringt bei stark Kesselstein bildendem Wasser den Vorteil, daß zur Kesselsteinreinigung nur ein Flansch des Kesselmantels gelöst zu werden braucht. Die liegende Anordnung ist dagegen mit ausziehbarem Röhrenkessel ausgeführt. Die Reinigung der Rohre von innen auf der Gasseite ist bei dieser Konstruktion einfacher, die Reinigung von Kesselstein etwas umständlicher als bei der stehenden Anordnung, da 2 Flansche gelöst werden müssen, um das Röhrensystem ausziehen zu können.

Die MAN bevorzugt im allgemeinen die stehende Anordnung der Kessel für Heißwassererzeugung, während die liegende Ausführung wegen der günstigeren Verdampfungsoberfläche mehr für Dampferzeugung Anwendung findet. Durch besondere Anordnung von Absperrungen und einer Umgangsleitung kann der Kessel aus dem Heizgasstrom abgeschaltet werden.

Die Abwärmeverwerter werden sowohl als Heißwasserkessel wie als Dampfkessel für einen Betriebsüberdruck von 0 bis 12 at gebaut. Sie werden so konstruiert, daß sie auch den auf der Gasseite mitunter vorkommenden Drücken, wie sie durch Explosionen in der Auspuffleitung auftreten können, widerstehen.

Die Kessel werden so nahe an die Maschine gestellt, als dies aus praktischen Gründen möglich ist. Die Auspuffleitungen erhalten bei Einbau eines Abwärmeverwerters keine oder nur geringe Wassereinspritzung und müssen sorgfältig isoliert werden; ihre Wärmeausdehnung wird durch besondere Konstruktionen, z. B. Stopfbüchsen, aufgenommen.

Die wirtschaftliche Bedeutung dieser Anlagen erhellt aus folgender Berechnung:

Für eine 2000 PS-Gasmaschine kostet eine Abwärmeverwertungsanlage mit allem Zubehör je nach dem Kesseldruck rd. 7000 bis 9000 *M*. Rechnet man die jährlichen Ausgaben für Verzinsung, Tilgung und Unterhaltung dieser Anlage mit 15 bis 20 vH der Anschaffungskosten, so ergibt dies eine Jahresausgabe von etwa 1000 bis 1500 *M*. Auf der andern Seite kann man mit solchen Anlagen rd. 500 WE/PS-st gewinnen. Bei einer 2000 PS-Maschine bringt dies eine stündliche Einnahme von $2000 \times 500 = 1$ Mill. WE in Form von heißem Wasser oder Dampf.

Nimmt man den Preis von 10000 WE, die in Form von Heißwasser oder Dampf in einem durch Kohle geheizten Kessel erzeugt werden, zu 2,9 *Pf* an, entsprechend einem Kohlenpreise von etwa 15 *M* und einem Kesselwirkungsgrad von 70 vH, so erzielt man durch die Abwärmeverwertung eine stündliche Einnahme von $\frac{1\,000\,000 \times 2.9}{10\,000 \times 100} = 2{,}90$ *M*.

Bei einem Belastungsfaktor der Maschine von 70 vH bedeutet dies im Jahre eine Einnahme von $0{,}70 \times 8760 \times 2{,}90$ = rd. 17500 *M*, welcher nur Ausgaben in der Höhe von etwa 1000 bis 1500 *M* gegenüberstehen, so daß jährlich mindestens 16000 *M* erspart werden können und sich der Kessel in etwa einem halben Jahre bereits bezahlt gemacht hat.

Dabei ist zu berücksichtigen, daß diese Art Abwärmeverwerter ohne Kosten für Bedienung arbeitet. Sehr bemerkenswert ist auch noch, daß der Mehrbetrag an Wärme, welchen die Maschine infolge falscher Einstellung der Steuerung oder Zündung durch Nachbrennen verbraucht, sich zum allergrößten Teil in erhöhter Auspuffwärme geltend macht, also bei Aufstellung eines Auspuffverwerters nie ganz verloren ist.

Mit Hülfe dieser Wärmeausnutzung des Abdampfes kann folgender Kraftgewinn erzielt werden: Bei einer Gasmaschine vermögen durch zweckmäßige Ausbildung der Abwärmeverwertung noch 500 WE/PS-st in Form von hoch überhitztem und hochgespanntem Dampf gewonnen werden. Es ist dazu ein Ueberhitzer zwischen Maschine und normalem Verwerter notwendig. Eine normale Dampfturbine erfordert 3000 bis 3500 WE/PS-st in Form dieses hochgespannten und überhitzten Dampfes. Es kann somit mit den 500 Wärmeeinheiten noch $^1/_6$ bis $^1/_7$ PS-st erzeugt werden, so daß also ein Gewinn von rd. 15 vH an Kraft noch zur Verfügung steht.

Große Gasmaschinenzentralen wird man darum in Zukunft nicht mehr bauen, ohne ernstlich die Frage äußerster Ausnutzung aller zur Verfügung stehenden Abhitze in Rechnung zu ziehen.

Bücherschau.

Die Grundlagen der Zahnradbearbeitung unter Berücksichtigung der modernen Verfahren und Maschinen. Von Dr.-Ing. Curt Barth, Privatdozent an der Kgl. Technischen Hochschule zu Aachen. 64 S. mit 100 Textfig. Berlin 1911, Julius Springer. Preis 3,60 *M*.

Mit der auf Stirn- und Kegelräder mit geraden Zähnen sich beschränkenden Veröffentlichung will der Verfasser fördernd zur Entwicklung der Zahnradbearbeitung beitragen. Er verfolgt die Herstellung der hierzu erforderlichen Werkzeuge wie deren Gebrauch in der Maschine und sucht die Ursachen festzustellen, die Unterschiede zwischen den erzeugten und richtigen Flanken im Gefolge haben, oder mit seinen eigenen Worten, »er will zeigen, was erreicht werden kann«.

Insofern in gewissen Zweigen des Maschinenbaues Zahnräder die weitaus am häufigsten verwendeten Elemente und die Anforderungen an deren ruhigen Lauf wie genaue Bewegungsübertragung ständig gewachsen sind, und da die Ansichten über die Entstehung der Zahnflächen beim Wälzverfahren mittels Schneckenfräsers auseinander zu gehen scheinen, ist die Arbeit des Verfassers als zeitgemäß zu bezeichnen. Daß ein Interesse für diesen Gegenstand vorhanden ist, beweisen die verschiedenen auf das Wälzverfahren mittels Schneckenfräsers sich beschränkenden Abhandlungen[1]) und die durch sie zwischen den Vertretern

[1]) Curt Barth, »Die Bearbeitung der Stirnräder nach dem Wälzverfahren«, Werkstatts-Technik 1908 S. 295;

»Das Fräsen von Stirnrädern«, Werkstatts-Technik 1908 S. 318.

Jos. Reindl, »Einfache und Abwälzräderfräsmaschine«, Werkstatts-Technik 1908 S. 546.

Kelle, »Die rationelle Herstellung von Zahnrädern auf einer

des Form- bezw. Wälzverfahrens ausgelösten Auseinandersetzungen [2]), die schließlich in Uebereinstimmung mit den Ansichten des Verfassers nach der Richtung ausklangen, daß »jedem der beiden Verfahren ein bleibender Anteil an der zu erfüllenden Aufgabe sicher ist«.

Fehlerhafte Verzahnungen sind aber nicht nur durch die Werkzeuge und deren Verwendung in der Maschine, sondern auch durch diese selbst bedingt; es sei in dieser Hinsicht nur an die Aufspannvorrichtungen, die Einstellung und Lagerung des Werkzeuges, die Genauigkeit der Teilvorrichtung, die etwa möglichen Erzitterungen hingewiesen, Gesichtspunkte, die in ihrer Gesamtheit erkennen lassen, was verlangt werden muß, und die den Wert des einen oder andern Verfahrens im gegebenen Fall erkennen lassen. Von diesen Erörterungen hat der Verfasser abgesehen; sie würden den Umfang der Veröffentlichung erheblich vergrößert haben und hätten zur Voraussetzung, daß die Bearbeitungsmaschinen und die mit ihnen erzeugten Räder im (Dauer-)Betriebe untersucht werden.

Nach des Verfassers Absicht zu urteilen, in den in der Praxis zur Anwendung gelangenden Formen und Zusammenhängen die Verzahnungsgesetze zu zeigen, die nach seiner Ansicht viel zu wenig bekannt sind, scheinen seine Untersuchungen in erster Linie für die in den einschlägigen Industriezweigen tätigen Ingenieure bestimmt zu sein. Sie sind aber ebenso wertvoll für die Lernenden wie Lehrenden an technischen Lehranstalten, an denen die Verzahnungen zumeist auf geometrisch-kinematischer Grundlage, also unter Außerachtlassung der Entstehung der Zahnflächen, d. h. des technologischen Charakters der Zahngestaltung, behandelt zu werden pflegen. Den genannten Interessentenkreisen würde durch eine etwas weiter gehende Ausführlichkeit noch besser gedient sein; denn der »Praktiker« ist sich im allgemeinen klar über die Tatsachen des Zusammenhanges zwischen Werkzeug und Zahnform, unter Umständen auch über die erforderlichen Eigenschaften des Werkzeuges, dagegen sind ihm die analytische und zeichnerische Beweisführung nicht mehr in vollem Umfange, dem Lernenden dagegen noch nicht so geläufig, als daß sich beide bei der knappen Ausdrucksweise des Verfassers auch bei Aufwendung eigener Arbeit in dem immerhin schwierigen Gegenstande zurecht zu finden vermöchten.

Der Verfasser erörtert zunächst allgemein die beiden Möglichkeiten der Erzeugung der Zahnflächen: das Form- und das Wälzverfahren, denen er je nach den an die Zahnräder zu stellenden Forderungen die Daseinsberechtigung zuerkennt. Dem technologischen Charakter der Veröffentlichung entsprechend gliedert er diese in die Herstellung der Werkzeuge, deren Verwendung in der Maschine und die Feststellung der Mittel zur Vervollkommnung des Wälzverfahrens.

Der Begründung, daß sich die ausführende Industrie, abgesehen von wenigen Ausnahmen, für die Evolvente entschieden habe, weil diese eine Aenderung der Radmittelentfernung gestatte, die mit einer Genauigkeit von etwa 0,05 mm hergestellt werden könne, vermag ich nicht beizupflichten; ich erblicke vielmehr in den Rücksichten auf die Herstellung der Werkzeuge den Grund für die Bevorzugung der Evolventenverzahnung. Dies gilt sowohl für Stirn- als auch für Kegelräder, für welche die vom Verfasser für Stirnräder gegebene Begründung hinfällig ist, und für die ich ein Zusammenfallen der Kegelspitzen, wenigstens im neuen Zustande der eingebauten Räder, als nicht unmöglich bezeichnen möchte. Uebrigens ist die Unempfindlichkeit der Evolventenräder gegenüber Aenderungen des Achsenabstandes bestenfalls nur im neuen, d. h. nicht abgenutzten Zustande des Zähne vorhanden. Ferner erscheint mir die Fassung, daß die Verwendung der Evolvente, deren Erzeugende unter dem unveränderlichen Winkel von 75° gegen die Zentrale geneigt ist, dem Verzahnungsgesetze widerspricht, in dieser Allgemeinheit gewagt. Der Verfasser will damit sagen, daß nicht unter allen Umständen die ganze bis zum Grundkreise sich erstreckende Evolvente verwendbar ist, sondern die (innerhalb des Teilkreises liegende) Fußflanke je nach der Zähnezahl des größeren Gegenrades mehr oder weniger unterschnitten wird, nach Maßgabe des ungehinderten Durchganges der Kopfkante des Gegenrades durch die Fußlücke des betrachteten. Er bezeichnet für Zähne mit einer Kopfhöhe = Modul m und einer Fußtiefe = $1{,}16 \times m$ 32 als Mindestzähnezahl, wenn der Unterschnitt vermieden werden soll, den er an Hand des Beispieles des Kämmens eines 12zähnigen Ritzels mit einer Zahnstange zeichnerisch veranschaulicht. Der Verfasser weist auf die Unmöglichkeit der Bearbeitung solcher stark (nach Epizykloiden) unterschnittener Zähne mittels Formfräsers hin und befürwortet nach dem Vorgange Fellows und Sellers' eine Neigung von 20°, da andernfalls die Kopfflanken der Räder mit mehr als 32 Zähnen, einschließlich der Zahnstange, soweit zurückgezogen werden müßten, daß ein 12zähniges Ritzel nicht mehr unterschnitten wird. Damit hört aber die Verzahnung auf, eine solche mit Evolventen zu sein, und fällt auch der Grund zur Bevorzugung derartiger mittels Formfräsers bearbeiteter Räder. In dieser Allgemeinheit erachte ich die Ausführungen hinsichtlich des Unterschnittes als zu weitgehend. Die genannte Mindestzähnezahl versteht sich für den Fall, daß die Möglichkeit der Paarung dieses Rades mit jedem andern einschließlich der Zahnstange, d. h. einem solchen mit größtmöglicher Zähnezahl, gewährleistet sein soll. Ist aber für das Gegenrad die maßgebende Zähnezahl $z_2 < \infty$, so sinkt auch die Grenze für die Zähnezahl des Triebes, unterhalb deren Unterschneidungen auftreten. Es entspricht somit jeder Zähnezahl des Triebes oberhalb einer Grenze eine höchstens zulässige Zähnezahl des Gegenrades, wenn Unterschneidungen ausgeschlossen sein sollen. Die Beziehung zwischen beiden Zähnezahlen folgt analytisch an Hand der Forderung, daß der Kopfkreis des großen Rades die Eingrifflinie im Grenzfall im Grundkreisberührungspunkt schneidet; sie drückt sich für $z_1 < z_2$, s. die Figur, aus durch

$$\left(\frac{z_2}{2}+1\right)^2 = \left(\frac{z_1+z_2}{2}\right)^2 + \left(\frac{z_1}{2}\sin\alpha\right)^2 - 2\,\frac{z_1+z_2}{2}\,\frac{z_1}{2}\sin\alpha\cos(90^0-\alpha)$$

und liefert

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2}\cos\alpha\right)^2 - 1}{1 - \frac{z_1}{2}\cos^2\alpha}.$$

Mit $z_1 = z_2 = z$ folgt die Mindestzähnezahl

$$z = \frac{2\left(1+\sqrt{1+3\cos^2\alpha}\right)}{3\cos^2\alpha};$$

für $\alpha = 75^0$ wird $z = 20{,}8$, d. h. 21, für $\alpha = 70^0$ dagegen $z = 12{,}3$, d. h. 13. Der Zahnstange entspricht $z_2 = \infty$ und damit

$$1 - \frac{z_1}{2}\cos^2\alpha = 0 \quad \text{oder} \quad z_1 = \frac{2}{\cos^2\alpha}.$$

kombinierten Räderfräsmaschine«, Werkstatts-Technik 1908 S. 646. Zuschrift an die Schriftleitung der Werkstatts-Technik 1909 S. 35.

P. Gerlach, »Die Bearbeitung der Zähne von Stirnrädern«, Z. 1908 S. 1270.

A. Schiebel, »Die Unregelmäßigkeiten des Ganges fehlerhafter Zahntriebe«. Sonderabdruck aus Technische Blätter, Prag 1910.

Richard Schneider, »Die Erzeugung der Stirnräderevolventen nach dem Wälzverfahren«. Heilbronn 1911, Baier & Schneider.

H. Pfauter, »Abwälzräderfräsmaschine für Stirn-, Schrauben- und Schneckenräder«, Zeitschrift für praktischen Maschinenbau 1910 Heft 1 und 2.

[2]) Werkstatts-Technik, die unter [1]) genannten Hinweise.

Für die bezeichneten Winkel ergibt sich $z_1 = 29{,}85$, d. h. 30, bezw. 17,1, d. h. 18.

Es gehört somit einer zwischen 21 und 30 bezw. 13 und 18 liegenden Zähnezahl des Triebes eine solche des Gegenrades zu, die zwischen 21 bezw. 13 und ∞ liegt. Sofern diese kleiner ist als die für ein gegebenes Uebersetzungsverhältnis sich verstehende, oder wenn diejenige des Triebes die genannten Grenzen unterschreitet, müßte der Kopf des Gegenrades gekürzt werden, wodurch der Charakter der Satzräderverzahnung nicht, nach Hoppe[1]) aber der des Satzrades aufgehoben wird. Die Zulässigkeit der Kürzung auf $x\,m$ ist nach Maßgabe der Eingriffdauer oder Durchschnittzahl zu beurteilen; x folgt aus

$$\left(\frac{z_2}{2} + x\right)^2 = \left(\frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 + \left(\frac{z_1}{2} \sin\alpha\right)^2 - 2\,\frac{z_1 + z_2}{2}\,\frac{z_1}{2}\,\sin^2\alpha$$

zu

$$x = -\frac{z_2}{2} + \sqrt{\frac{z_1}{2}\cos^2\alpha\left(\frac{z_1}{2} + z_2\right) + \frac{z_2^2}{4}}\,;$$

z. B. für $z_1 = 12$ und $z_2 = 60$ für die eben genannten Winkel $x = 0{,}439$ und Durchschnittszahl $i = 1{,}29$ bezw. $x = 0{,}762$ mit $i = 1{,}40$.

Der Umstand, daß Verstöße gegen die Forderung störungsfreien Eingriffes nicht selten sind[2]), diese sich übrigens auch, wie Ernst gezeigt hat[3]), in der Ruhe des Ganges äußern, ist meines Erachtens Grund genug, seiner bei den nach dem Formverfahren bearbeiteten Rädern zu gedenken.

Man kann aber nach dem von Kammerer[4]) näher erläuterten Hoppeschen Verfahren ohne Verlust des Satzrädercharakters Räder mit nicht unterschnittenen Zähnen von einer Zähnezahl $z_1 = 10$ an aufwärts erhalten, wenn man die Teilung auf den für die Evolvente ausschließlich maßgebenden Grundkreis bezieht und die Kopfhöhe von diesem aus anträgt. Diesem System haftet als einzige Unbequemlichkeit an, daß die Radmittelentfernung nicht unmittelbar folgt, daß sie vielmehr von der Neigung der Erzeugenden abhängt, gemäß der Beziehung

$$a = \frac{m'}{2}\,\frac{z_1 + z_2}{\sin\alpha'}\,,$$

worin m' den auf den Grundkreis bezogenen Modul bezeichnet und α' bestimmt ist durch die Gleichung

$$\operatorname{cotg}\alpha' \geqq \frac{2}{z_1 + z_2}\sqrt{x'\pi\,(z_2 + x'\pi)}\,;$$

z. B. für $z_1 = z_2 = 10$ würde mit $x' = 0{,}55$ folgen:

$$\operatorname{cotg}\alpha' > 0{,}45016, \text{ d. h. } \alpha' < 65^0\,46';$$

nach dem Vorschlage Hoppes ist $\alpha = 63^0$.

In der Folge wird der Zahnformfräser und seine Herstellung erörtert, sowie gezeigt, nach welchen Gesichtspunkten die üblichen Fräsersätze zweckmäßig bestimmt werden. Die Erörterungen über das Hinterdrehen, über die Justierung durch Schleifen des Fräsers, der sich möglicherweise durch das Härten verzogen hat, und die hiermit verknüpften wie über die durch fehlerhaftes Nachschleifen begangenen Fehler beschließen den Abschnitt über die Bearbeitung der Stirnräder nach dem Formverfahren.

Im folgenden Abschnitt erörtert der Verfasser zunächst den dem Wälzverfahren zugrunde liegenden Gedanken und erwähnt die Maschinen von Warner & Swasey sowie Fellow, die bekanntlich eine umlaufende Zahnstange bezw. ein stoßendes Rad mit 24 Zähnen benutzen, das mit 70° Neigung der Erzeugenden konstruiert ist, damit die Zähne im Falle kleinerer, aber oberhalb $z_1 = 14$ liegender Zähnezahl nicht unterschnitten werden. In Wirklichkeit folgt die Mindestzähnezahl des nicht unterschnittenen Stoßrades der Fellow Maschine, das durch Abwälzen einer Zahnstange mit einer Kopfhöhe $= 1{,}16\,m$ erzeugt wird, nach dem oben Gesagten zu 20, und ihm entspricht im Falle einer Kopfhöhe $= 1{,}16\,m =$ Fußtiefe des Werkstückes eine Mindestzähnezahl $z_1 = 16$ gegenüber $z_1 = 18$ für die Zahnstange mit normaler Kopfhöhe $= m$. $z_1 = 14$ würde sich für das 24zähnige Stoßrad mit normaler Kopfhöhe $= m$ verstehen.

Die Betrachtungen über die Herstellung des Stoßrades beschließen diesen Abschnitt, dem sich derjenige über das Wälzverfahren mittels Schneckenfräsers angliedert, und hinsichtlich dessen der Verfasser sich auf seine Veröffentlichung in der »Werkstatts-Technik« 1908 S. 295 bezieht. Der gleiche von mir in Z. 1908 S. 1270 behandelte Gegenstand und gewisse Schlußfolgerungen sind die Veranlassung, daß der Verfasser seine ersten Ausführungen in mathematischer und zeichnerischer Hinsicht erweitert. Es ist hier der Ort, zu bemerken, daß die ausführende Industrie die hierfür verwendeten Schneckenfräser rücksichtlich des Hinterdrehens mit der geradlinigen (Zahnstangen-)Evolvente in der Schnittebene senkrecht zur Teilrißschraubenlinie des Gewindekörpers oder aber senkrecht zu der in der Mitte zwischen 2 Gewindegängen verlaufenden Teilrißschraubenlinie herstellt, also nicht im Axialschnitt mit dem geradlinigen Zahnstangenprofil, wie ich a. a. O. vorausgesetzt habe. Aber auch die bezeichneten Fräser haben Unterschiede zwischen der entstehenden Verzahnung und der richtigen Evolventenverzahnung im Gefolge, hinsichtlich deren Größe der Verfasser zu andern Ergebnissen gelangt als ich. Da die Fehler bei den üblichen Fräserabmessungen zeichnerisch nicht feststellbar sind, weil sie innerhalb des erreichbaren Genauigkeitsgrades liegen, bedient sich der Verfasser zu ihrer Ermittlung des analytischen Verfahrens, wobei er einen nicht gezahnten Fräser voraussetzt. Seine Rechnung weicht aber von dem eben Gesagten insofern ab, als er die Erzeugende der Schraubenfläche in den Axialschnitt statt in eine Ebene senkrecht zur Teilrißschraubenlinie legt. Die Schraubenfläche als geometrischer Ort sämtlicher Schraubenlinien wird auf die letztgenannte Ebene bezogen und auf diese projiziert; die Einhüllende der projizierten Schraubenlinie stellt dann das Schneidprofil des Fräsers dar. Denn die Zahnlücken müssen so beschaffen sein, daß in jeder Drehlage der Fräserachse hinsichtlich des festgehaltenen Rades der senkrecht zur Radebene, d. h. in Richtung der Zahnlücke gesehene (projizierte) Gewindekörper in ihr Platz hat. Entsprechend diesem Gedankengange bestimmt der Verfasser $\frac{\partial F(y_1' z_1' r)}{\partial r} = 0$, woraus y' als Funktion des Parameters folgt; in der nach y' aufgelösten Gleichung hat r^2 das + -Vorzeichen. Um die größte Abweichung vom theoretischen Profil der Evolventenzahnstange zu bestimmen, schlägt der Verfasser folgenden Weg ein. Er bestimmt für den größten Halbmesser r die Koordinaten y' und z' der Einhüllenden und für die gleiche Abszisse y' die Ordinate der Geraden, die in der YZ-Ebene parallel der durch die Gleichung $z = \operatorname{tg}\varphi\,y$ dargestellten ist, oder, bezogen auf das $Y'Z'$-System, parallel ihrer Projektion auf die $Y'Z'$-Ebene. Insofern für diese der einer Drehung um $\tau = 90^0$ entsprechende Teilrißpunkt und die Neigung gegen die Y'-Achse bekannt sind, ist diese Projektion bestimmt.

Abgesehen von dem bereits erwähnten Vorzeichenfehler ist die Gleichung der Erzeugenden, bezogen auf die $Y'Z'$-Ebene, nicht richtig wiedergegeben, und damit fallen die zahlenmäßigen Ergebnisse des Vergleichs zwischen tatsächlicher und theoretischer Flanke.

In Uebereinstimmung mit der eingangs erwähnten Forderung der senkrecht zur Teilrißschraubenlinie geradlinigen Flanke hat vielmehr die Entwicklung der Gleichung der Schraubenfläche von dieser Geraden, welche gegen die Schraubenachse gekreuzt ist, als Erzeugenden auszugehen.

Es ist noch darauf hinzuweisen, daß die in meiner Untersuchung Z. 1908 S. 1274 Fig. 8 dargestellten Schnittprofile zwischen der durch den kürzesten Abstand gehenden Radebene und dem infolge Fräserdrehung wandernden Gewindekörper, entsprechend aufeinandergelegt, die oben erwähnte Einhüllende liefern, die beim Abwälzen das gleiche Profil erzeugt wie jene Schnitte (I bis VI), die, wie Fig. 9 a. a. O. erkennen läßt, beim Abwälzen stetig ineinander übergehen. Darin aber habe ich entgegen meiner früheren Auffassung dem Verfasser beizupflichten, daß das Fertigschneiden nicht auf die durch den kürzesten Abstand gehende Radebene beschränkt ist.

---

[1]) Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes 1909 S. 245.

[2]) Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins 1908 S. 584.

[3]) C. Bach, Maschinenelemente, 10. Aufl. S. 301.

[4]) Z. 1903 S. 856.

Die Tatsache, daß die mit dem Abwälzfräser bearbeiteten Zahnflanken als theoretisch richtige Evolventen angesprochen werden[1]), dürfte die etwas ausführliche Behandlung des Gegenstandes rechtfertigen.

Der Verfasser erörtert sodann den Einfluß des üblichen Nachschleifens auf die Entstehung einseitig hängender Zähne sowie die Verwendung der Werkzeuge in der Maschine, die möglicherweise auftretenden Teilungsfehler und schließlich die Mittel zu deren Beseitigung. Bezüglich des Vorschlages des Verfassers, das trapezförmige Zahnstangenprofil nicht nur in einem Querschnitt des Ganges anzuordnen, muß auf dessen Ausführungen verwiesen werden.

Die Betrachtungen über die mit dem Nachschleifen des hinterdrehten Fräsers verknüpften Fehler und die Mittel zu ihrer Beseitigung beschließen diesen Abschnitt.

Die folgende Untersuchung über die Bearbeitung der Kegelräder, in der die Verwechslung von Meridian- und Parallelkreis der Kugel störend wirkt, stellt zunächst die genauen, auf Kugelflächen liegenden Zahnkurven fest, erwähnt die Tredgoldsche Annäherung und ermittelt die Fehler zwischen genauer und angenäherter Formgebung mit Hülfe der Zeichnung, die durch Erläuterungen über Entstehung und Zweck der einzelnen Linien in den drei Projektionsebenen das Verständnis für diesen in der Literatur nicht oder nur knapp behandelten Gegenstand wesentlich erleichtern würde. Dem nur im Geiste der Tredgoldschen Annäherung Erzogenen will es nicht ohne weiteres verständlich erscheinen, daß die sphärische Evolvente durch Rollen eines Meridiankreises, als Schnitt der erzeugenden Ebene mit der Kugeloberfläche, auf einem Parallelkreise entstehen soll, den der Verfasser als Grundkreis bezeichnet, der aber durchaus nicht in der bei Stirnrädern oder nach der Tredgoldschen Annäherung üblichen Weise zu bestimmen ist.

Der Verfasser erörtert dann kurz das Fräsen mittels Profilfräsers und die diesem Verfahren anhaftenden Mängel und ermittelt rechnerisch die Fehler zwischen genauer und angenäherter Verzahnung für das zeichnerisch untersuchte Beispiel mit $z_1 = z_2 = 35$. Er gelangt zu dem Ergebnis, daß die Fehler recht erheblich sind, so daß sie die bei Aufzeichnung wie Herstellung der Schablone aufgewendete Sorgfalt nicht rechtfertigen. Für von $\varphi = 1$ abweichende Uebersetzungsverhältnisse fallen die Fehler verschieden aus; für die Praxis ist aber nicht nur die Kenntnis der größten, für den Punkt des Kopfkreises sich verstehenden Abweichung der üblichen Annäherung von der genauen Flanke interessant, sie hat meines Erachtens auch das Bedürfnis, kennen zu lernen, in welcher Weise die ebene Schablone bestimmt wird, die der genauen Verzahnung zugehört. Durch ein Zahlenbeispiel würde den Wünschen der Anhänger der Zykloidenverzahnung Rechnung getragen, insofern die Anwendung des für die Evolventenverzahnung Gesagten auf die andre Verzahnungsart nicht schwierig ist.

Es folgen die Erörterungen über die in der Bewegung (Schaltung) von Werkzeug und Werkstück liegenden Unterschiede der beiden Hauptvertreter der nach dem Kopierverfahren arbeitenden Maschinen, deren einer hinsichtlich Einrichtung und Benutzung näher besprochen wird, und es schließt sich die Beschreibung der Gleason-Maschine zur Herstellung genauer Schablonen an, deren Kostspieligkeit wie bei den Stirnrädern dem Wälzverfahren Eingang verschafft hat. Nach Erläuterung des diesem zugrunde liegenden Gedankens und Erwähnung der Beale-Maschine wird der drei Hauptvertreter, der Bilgram-, der Gleason- und der Warren-Maschine gedacht, deren Besprechung soweit durchgeführt ist, als zum Verständnis des Zahnbildungsgesetzes und der gegenseitigen Unterschiede erforderlich ist. Es folgt die rechnerische Ermittlung der bei diesen auftretenden Fehler, herrührend von der Beschränkung in der Anzahl der Rollbahnen (Abstufungen von 5 zu 5°) bei der Bilgram-Maschine bezw. in der Anzahl der die Drehung der Hobelstähle bewirkenden Zahnsegmente bei der Gleason-Maschine oder schließlich bei der Warren-Maschine infolge geradflankiger statt gekrümmter Werkzeugschneiden. Der Verfasser stellt dann zum Schlusse die Ergebnisse seiner Erhebungen zusammen und ermöglicht so einen Vergleich zwischen den einzelnen Verfahren und Maschinen.

Ueberblickt man den Inhalt der Arbeit, so ist festzustellen, daß es dem Verfasser gelungen ist, das Gebiet der Bearbeitung gerader Stirn- und Kegelradzähne erschöpfend zu behandeln in der Richtung, daß er die Flanken entstehen läßt und deren Abweichungen von den theoretisch richtigen Flanken ermittelt. Die ausgesprochenen Wünsche hinsichtlich Umfang und Beweisführung können die Wertschätzung einer Arbeit wie der vorliegenden nicht beeinträchtigen, die sich im einzelnen auf neuen, also noch nicht ausgetretenen Pfaden bewegt. Gerlach.

Lehrbuch der Leuchtgasindustrie. Von Dipl.-Ing. Dr. Wilh. Bertelsmann. II. Bd.: Die Verwendung des Leuchtgases. Stuttgart 1911, Ferd. Enke. 372 S. mit 308 Textfiguren und 49 Zahlentafeln. Preis geheftet 13 ℳ, geb. 15 ℳ.

Dem im vorigen Jahre an dieser Stelle[1]) besprochenen ersten Bande seines Werkes hat Dr. Bertelsmann sehr schnell den zweiten folgen lassen, der die Verwendung des Gases und in einem kurzen Schlußabschnitt auch die wirtschaftliche Bedeutung der Gasindustrie Deutschlands behandelt. Der breiteste Raum ist darin der Gasbeleuchtung zugeteilt, was im Vorwort damit begründet wird, daß der Formen des Gaslichtes heute gar zu viele sind und über die Verteilung des Lichtes im Raum und die angewandte Beleuchtung bisher nur wenig veröffentlicht ist. Dies trifft zwar zu, und es ist zweifellos sehr dankenswert, daß Dr. Bertelsmann eine so vollständige und doch so übersichtliche und geschickt gegliederte Darstellung des modernen Gasbeleuchtungswesens gegeben hat; aber es steht doch in einem auffallenden Gegensatz zu der in der Einleitung des Buches ausgesprochenen, voraussichtlich zutreffenden Annahme, daß in Zukunft die Gaswerke überwiegend den Charakter von Wärme- und Kraftzentralen haben würden. Man wird es daher als Mangel des Buches empfinden, daß darin das weite und so vielverheißende Gebiet der Leuchtgasfeuerung in Industrie und Gewerbe nur auf einigen Seiten, die Krafterzeugung durch Gas gar nur in zwei Dutzend Zeilen ohne jede Abbildung und ohne Erwähnung bedeutsamer Neuerungen, wie der Oberflächenverbrennung und der Gasturbine, abgetan ist. Der Wert des Buches liegt deshalb in den vom Gasglühlicht (Glühkörper und Brenner) handelnden Abschnitten, namentlich in den zumeist auf eigenen Forschungen des Verfassers beruhenden Mitteilungen über die räumliche Lichtverteilung bei stehenden und hängenden Lampen und über den durch Gläser und Schirme darauf ausgeübten Einfluß; ferner in dem Abschnitt über angewandte Beleuchtung, worin knapp und doch lückenlos die Gesetze der Beleuchtung, die Beleuchtungswirkung gebräuchlicher Gasglühlichtlampen, die Beleuchtung von Straßen und Plätzen, die Innenbeleuchtung und die Messung und Beurteilung der Lichtquellen behandelt sind. Auch die in der Einleitung gegebene Zusammenfassung der neueren Arbeiten über die Theorie des Verbrennungsvorganges und die kurze, klare Darlegung über das Wesen des Lichtes werden manchem willkommen sein, der nicht in der Lage ist, die in der Literatur zerstreuten einzelnen Veröffentlichungen ausfindig zu machen und in richtiger Reihenfolge durchzunehmen. Die benutzte Literatur ist am Schlusse der einzelnen Abschnitte jeweils zusammengestellt.

Dessau. Fr. Schäfer.

Die Rastlosen. Roman von Georg Asmussen. Dresden 1912, Carl Reißner. 387 S. Preis geb. 6,50 ℳ.

Vor 8 Jahren sprach Max Eyth auf der Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Frankfurt a. M. über »Poesie und Technik«[2]). Er zeigte, daß Poesie und Technik einander durchaus nicht ausschließen, wie die der Technik ferner stehenden Kreise heute vielfach noch annehmen. Poesie und Technik haben so vieles gemeinsam, daß das eine ohne das andre kaum zu denken wäre. Was

[1]) Jurthe-Mietzschke, Handbuch der Fräserei, 3. Aufl., Berlin 1912, Julius Springer, S. 239 u. f.

[1]) Z. 1911 S. 1127.

[2]) s. Z. 1904 S. 1129.

der Redner, der so viel erlebt und erfahren hatte, ausführte, fand den ungeteilten Beifall der zahlreichen Versammlung; denn viele unter den Zuhörern hatten die Wahrheit des Gesagten im eigenen Leben erfahren können. Seitdem hat man Fortschritte gemacht auf dem Wege, die Schönheit der Technik zu erkennen. Die Maler beginnen in steigendem Maße diese Schönheit zu entdecken, viele Bilder, die man heute bereits in den Kunstausstellungen sieht, zeigen, wie weit ihnen deren Wiedergabe bisher gelungen ist. Auch die Dichter und Schriftsteller können sich naturgemäß dem Einfluß der die ganze Menschheitsentwicklung beeinflussenden Technik nicht entziehen. Hier und da verstreut können wir in ihren Werken Verbindungen zwischen Poesie und Technik finden. Allerdings nur wenigen gelingt es, in poetischer Form die Größe der Technik in so packender Form zum Ausdruck zu bringen, wie z. B. Richard Dehmel in seinen wenigen der Eisenbahn gewidmeten Strophen. Auch in manchen Romanen spielt heute schon die Technik eine Rolle, leider nur zu oft in hilflos verzeichneter Form. Manchmal glaubt man dann doch, ein Dichter müsse zunächst einmal Ingenieur oder ein Ingenieur Dichter werden, wenn es gelingen sollte, Poesie und Technik in schriftstellerischer Form zu vereinen, wie es einem Max Eyth oder einem Max Maria von Weber gelungen ist, dessen unter dem Titel »Aus der Welt der Arbeit« gesammelte Schriften den Ingenieuren viel zu wenig bekannt sind.

Das vorliegende Buch von Georg Rasmussen gehört zu jenen Dichtungen, in denen auch der Ingenieur zu Worte kommt, der aus eigener langer Lebenserfahrung das Kleine und das Große in der Technik kennen gelernt hat, und dem zugleich dabei die Gabe ward, mit gestaltender Kraft das innerlich Erlebte zu einem einheitlichen Werk zu formen. Die Lebensschicksale des Helden der Geschichte sind aufs engste verknüpft mit dem Werdegang des Ingenieurs, mit seinen Freuden und Leiden, mit seinen Hoffnungen und seinen Enttäuschungen. Der Verfasser kennt auch die Geschichte der Technik und versteht es, in dichterischer Freiheit Wirklichkeitsbilder aus vergangenen Zeiten wieder hervorzurufen. Der Schauplatz der Geschichte liegt am Anfang und Ende in Schleswig-Holstein an der Wasserkante, eng verknüpft sind die Erlebnisse des Helden mit Schiffbau und Schiffahrt. In Hannover studiert Henning Janßen auf dem Polytechnikum, in Berlin begleiten wir ihn dann als jungen Ingenieur in die Hoppesche Maschinenfabrik. Der Verfasser findet warme, sehr berechtigte Worte der Anerkennung für die großen Leistungen Hoppes, die der deutsche Maschinenbau nie vergessen sollte. Wir sehen hier das Leben im technischen Bureau, und wir werden eingeführt in die Erfindergedankengänge. Packend wird der Lebensweg des Erfinders geschildert, der sich zur Aufgabe stellte, Jahrzehnte vor den heutigen Automobilen den Bau von Dampfdroschken durchzuführen. Alles ist greifbar dargestellt und wird alte und junge Ingenieure und vor allem auch die heranwachsende technische Jugend lebhaft interessieren. Man hat von andern Büchern des Verfassers gesagt, sie atmen auf jeder Seite Erdgeruch und Liebe zur Heimat. Die Liebe zur Technik und das Verständnis für die Größe technischer Arbeit ist im besondern das, was das vorliegende Buch auch uns Ingenieuren wertvoll machen wird. C. Matschoß.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Physik. Zum Gebrauch bei physikalischen Vorlesungen in höheren Lehranstalten sowie zum Selbstunterricht. 1. Bd.: Mechanik, Wärmelehre, Akustik. Von Dr. H. Böttger. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 983 S. mit 943 Fig. und 2 Tafeln. Preis 15 *M*.

Vereinigung der höheren technischen Baupolizeibeamten Deutschlands. Bericht über die III. Tagung im Architekten-Hause zu Berlin am 26. Februar 1912. Erstattet vom Vorstande. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 100 S. mit 105 Fig. Preis 5 *M*.

Technische Studienhefte. Heft 11: Beispiele von Straßenbrücken aus Eisenbeton. Von C. Schmid. Stuttgart 1912, Konrad Wittwer. 88 S. mit 30 Fig. Preis 3 *M*.

Logarithmographische Tabellen für Kanalisation. Von A. Judt. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 1 Tafel Text und 10 Tafeln. Preis 6,50 *M*.

Staats- und sozialwissenschaftliche Forschungen. Heft 158: Wandlungen in der Organisation der Eisenindustrie und des Eisenhandels seit dem Gründungsjahr des Stahlwerksverbandes. Von Dr. W. Leiße. München und Leipzig 1912, Duncker & Humblot. 208 S. Preis 4 *M*.

An investigation of the coals of Canada. 1. Bd. Von J. B. Porter und R. J. Durley. Ottawa 1912, Government Printing Bureau. 243 S. mit zahlreichen Figuren und Tafeln. Preis 1 sh.

Handbuch der bautechnischen Gesteinprüfung. Für Beamte der Materialprüfungsanstalten und Baubehörden, Steinbruchingenieure, Architekten und Bauingenieure sowie für Studierende der technischen Hochschulen. Von Dr. J. Hirschwald. Berlin 1912, Gebr. Borntraeger. 2. Band. 923 S. mit 7 Tafeln und 470 Fig. Preis 32 *M*.

Locomotive data. The Baldwin Locomotive Works. Philadelphia, Pa., U. S. A. 1912. 102 S.

Das Reichsgesetz betreffend den Ausbau der deutschen Wasserstraßen und die Erhebung von Schiffahrtsabgaben vom 24. Dezember 1911. Von M. Peters. Berlin 1912, Julius Springer. 82 S. Preis 3 *M*.

Bau und Betrieb von Prall-Luftschiffen. I. Teil: Allgemeine Darstellung der Grundlagen und des Entwurfes. Von R. Basenach. Frankfurt a. M. und Leipzig 1912, Franz Benjamin Auffarth. 101 S. Preis 3 *M*.

Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. Von F. Neumann. 2. Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. 252 S. mit 221 Fig. und 7 Tafeln. Preis 10 *M*.

Die Entwicklung seit 1906, wo die erste in Z. 1907 S. 70 besprochene Auflage erschienen ist, ist insbesondere im Abschnitt »Ausführung von Zentrifugalpumpen und Zentrifugalpumpenanlagen« eingehend berücksichtigt. Der theoretische Teil ist durch 3 Abschnitte: *Q-H*-Kurven in Verbindung mit der Nutzeffektzahl, Anlassen und Parallelarbeiten der Zentrifugalpumpe, die axiale Entlastung der Laufräder, erweitert worden.

Adolf Ledebur der Eisenhüttenmann. Sein Leben, Wesen und seine Werke. Von Dr.-Ing. E. Leber. Düsseldorf 1912, Verlag Stahleisen m. b. H. 166 S. mit 6 Photographien. Preis 5 *M*.

Gemeinfaßliche Darstellung des Eisenhüttenwesens. Herausgegeben vom Verein deutscher Eisenhüttenleute in Düsseldorf. 8. Auflage. Düsseldorf 1912, Stahleisen m. b. H. 404 S. Preis 5 *M*.

Voigtländers Quellenbücher. Bd. 1: Die ersten deutschen Eisenbahnen Nürnberg-Fürth und Leipzig-Dresden. Von Fr. Schulze. Leipzig 1912, R. Voigtländers Verlag. 64 S. mit 19 Fig. Preis 60 *Pf*.

Voigtländers Verlag in Leipzig gibt in letzter Zeit »Quellenbücher« heraus, die den Zweck haben, in wohlfeiler Sammlung wissenschaftlich genaue Ausgaben literarischer und bildlicher Quellen jedermann zur Verfügung zu stellen. Das vorliegende Heft beschäftigt sich mit den ersten deutschen Eisenbahnen Nürnberg-Fürth und Leipzig-Dresden. Es enthält deutsche Stimmen über Eisenbahnen bis zum Jahr 1833, sowie Schriftstücke, die sich auf die beiden genannten Bahnlinien beziehen. Einige andern Quellen entnommene Abbildungen suchen bildlich den Text zu ergänzen. Auch für die Geschichte der Technik und Industrie wird es von besonderm Interesse sein, derartige Quellen, die heute, überall zerstreut, oft nur sehr schwer zugängig sind, durch diese billige Ausgabe weiteren Kreisen zu vermitteln. C. M.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule München:

Beiträge zur Analyse der Kohlehydrate des Bierextraktes. Von P. Bayersdorfer.

Ueber die Einwirkung von Monomethylresorcin auf Phthalsäureanhydrid. Von E. Burger.

Ueber Eisencyanide. Von L. Gerstacker.

Ueber die Nitrierung des Chinalins und die Herstellung von Chinolylhydroxylaminen. Von A. Lechner.

Ueber die Säuren des Cheddawachses. Von E. Kovács.

Ueber die Einwirkung von salpetriger Säure auf Phenyläthylamin und *n*-Hexylamin. Von W. Moser.

Die Darstellung eines Objektes aus drei photographischen Aufnahmen mit gegebenen Apparatkonstanten bei unbekannten Standpunkten. Von H. Riesner.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Elektrisches Gratislicht. Von Brenckle. (Journ. Gasb.-Wasserv. 13. Juli 12 S. 699/703*) Mit Hülfe von Kalimannschen Eisendrahtwiderständen und Polarisationszellen werden die Strom- und Spannungsschwankungen von Glühlampen, die an Stelle der Vorschaltwiderstände bei Bogenlampen mit Gleichstrom eingeschaltet werden, abgelenkt. Schaltung von Schäffer. Wirtschaftlichkeit.

Bergbau.

Zur Frage der Wirtschaftlichkeit elektrischer Hauptschachtfördermaschinen. Von Philippi. (Glückauf 13. Juli 12 S. 1109/19*) Anordnung der elektrischen Teile. Bestimmung der Stromkosten beim elektrischen Antrieb. Stromverbrauch von Ilgner-Anlagen.

Chemische Industrie.

Neue Versuche über die Stickstoffverbrennung in explodierenden Gasgemischen. Von Häußer. (Z. Ver. deutsch. Ing 20. Juli 12 S. 1157/64*) Bei der neuen Versuchsanordnung werden die explodierenden Gasmassen fast plötzlich abgeschreckt. Mit wachsendem Rauminhalt der Bombe nimmt auch der Stickoxydgehalt zu. Die Mehrausbeute wird durch photochemische Wirkungen in der explodierenden Masse erklärt.

Dampfkraftanlagen.

Investigation of the economy of a simple engine operating with steam less than that of atmospheric pressure. Von Carpenter. (Engineer 5. Juli 12 S. 23/24*) Darstellung der für eine Sonnenkraftanlage bestimmten liegenden Dampfmaschine von 610 mm Zyl.-Dmr. und 610 mm Hub, die bei Dampfdrücken von 0,56 bis 1,1 at abs. 12 bis 22 PS leistet. Versuchsergebnisse.

Wärmespeicher für Abdampfanlagen. Von Morison. (Z. f. Turbinenw. 10. Juli 12 S. 298/302*) Bei dem dargestellten Wärmespeicher wird der Abdampf mit Hülfe besonderer Düsen durch das Wasser getrieben, wodurch der Wasserumlauf begünstigt und das Aufnahmevermögen gesteigert wird. Schluß folgt.

Report of test of a Murphy stoker on a Babcock & Wilcox boiler, at the Naval Gun Factory, Washington, D. C. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 469/76 mit 1 Taf.) 24 Stunden-Versuch bei Vollbelastung und 4 Stunden-Versuch bei 50 vH Ueberlastung.

On the best distribution of load among a number of similar steam-turbine stages working in series. Von Buckingham. (Journ. Am Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 512/18*) Die Rechnung ergibt, daß es am vorteilhaftesten ist, alle Druckstufen gleichmäßig zu belasten.

Eisenbahnwesen.

Das Eisenbahnverkehrswesen auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Guillery. Forts. (Organ 15. Juli 12 S. 235/37* mit 2 Taf.) 1 C 2-Tenderlokomotive, Bauart Krauß, München. Verschiedene Güterzuglokomotiven mit Tender der italienischen, preußischen, bayerischen und rumänischen Staatsbahnen. Forts. folgt.

Canadian Transcontinental Railway. (Eng. News 27. Juni 12 S. 1208/17*) Allgemeines über die Linienführung des östlichen Teiles von Moncton bis Winnipeg. Kurze Beschreibung der Brücke über den Abitibi-Fluß, den Frederickhouse-Fluß und Mistongo-Fluß.

Die neue Linie Lauterbrunnen-Wengen der Wengernalpbahn. Von Spinnler. Schluß. (Schweiz. Bauz. 12. Juli 12 S. 22/24*) Schutzbauten. Baukosten.

Rolling stock development on the South African railways. Schluß. (Engineer 12. Juli 12 S. 44/47*) Zahl der Beamten. Werkstätten. Personen- und Güterwagen.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 5. Juli 12 S. 10/12*) Einphasen-Lokomotive der Siemens-Schuckert Werke für die Schwedischen Staatsbahnen. Lokomotiven der Bergmann-Werke für Dessau-Bitterfeld und von Brown-Boveri für die französische Midi-Bahn.

Kuppelstangen-Antrieb nach Bauart Brown, Boveri & Cie. für elektrische Lokomotiven mit hochgelagerten Antriebmotoren. Von Buchli. (Schweiz. Bauz. 13. Juli 12 S. 15/19*) Untersuchung über die Antriebs- und Festigkeitsverhältnisse einer Dreieckstange für den Antrieb durch 2 Elektromotoren. Vergleich mit dem Blindwellenantrieb: Gewichte, Radstand, Kraftverhältnisse und Formänderungen. Schluß folgt.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Chicago City Railway Company's sand car with pneumatic unload. (El. Railw. Journ. 29. Juni 12 S. 1108/09*) Die zweiachsigen Wagen von rd. 14 t Betriebsgewicht zum Befördern des Sandes aus den Gruben zum Bahnhof tragen genietete eiserne Behälter für rd. 7,6 cbm trocknen Sand, der daraus mit Hülfe von Druckluft zu den Vorratbehältern der Bahnhöfe gedrückt wird.

Post-Verladestellen und Post-Bahnhöfe. Von Kasten. Schluß. (Verk. Woche 13. Juli 12 S. 933/41*) Verschiebelokomotiven. Kosten des Verschiebebetriebes auf dem Postbahnhof am Schlesischen Bahnhof in Berlin.

The new Nicollet Avenue carhouse of the Twin City Rapid Transit Co. (El. Railw. Journ. 29. Juni 12 S. 1104/08*) Das feuersichere Gebäude enthält 6 Gleise für Wagen und hat einen zweistöckigen Anbau für die Bahnbeamten. Zusammen mit den Abstellgleisen vermag die Stelle 200 Wagen aufzunehmen. Gleispläne, Einzelheiten der Anlagen.

Verfahren, ausgeschlagene Laschen mit neuen Anlageflächen zu versehen. Von Wegner. (Organ 15. Juli 12 S. 239/45* mit 1 Taf.) Die alten Laschen werden durch Pressen so gestreckt, daß neue Anlageflächen an den Laschen entstehen und die ausgeschlagenen Kammern der Schienenenden auf ihre ganze Länge gefüllt werden. Kosten. Wirtschaftliche Ergebnisse bei der Gleiserhaltung.

Eisenhüttenwesen.

Beitrag zum Entwicklungsstand neuzeitlicher Elektroöfen. Von Kunze. Forts. (Stahl u. Eisen 11. Juli 12 S. 1136/41*) Darstellung des Ofens von Nathusius. Betriebsergebnisse. Schluß folgt.

Eine Dieselanlage für Walzwerksbetrieb. Von Baudisch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. S. 438/40*) Die Dieselmaschine leistet bei 168 Uml./min 450 PS und ist zur Unterstützung einer Francisturbine in dem Messingwerk Achenrain aufgestellt. Die Maschine hat 3 im Viertakt arbeitende Zylinder von je 490 mm Dmr. und 470 mm Hub. Rohölverbrauch der Anlage. Ueberlastversuche.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die Berechnung elastischer Stabzüge mit steifen Eckverbindungen mit Hülfe statisch unbestimmter Hauptsysteme. Von Müller. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 4 S. 331/36*) Untersuchung eines Zweigelenkrahmens mit beiderseitigen Kragarmen, die an ihren Enden beweglich gelagert sind; als Hauptsystem wird der 2fach statisch unbestimmte Balken auf 4 Stützen eingeführt. Berechnung eines geschlossenen Rahmens mit Querstützung der einzelnen Rahmenseiten nach ähnlichen Grundsätzen.

Zur Berechnung des Kreisringes von Federhofer. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 4 S. 303/16*) Die Ausdrücke für die tangentiale Verschiebung eines Bogenelementes und für die äußeren Kräfte eines Kreisringes sind durch eine lineare Differentialgleichung sechster Ordnung verbunden. Anwendungen.

The double track Havana terminal viaduct. (Eng. Rec. 22. Juni 12 S. 681/82*) Die 915 m lange Ueberführung hat 47 Felder von 19,4 m mittlerer Spannweite. Die Hauptträger bestehen aus Vollwandträgern, die sich auf Bockrahmen stützen.

Anstrich eiserner Brücken und eiserner Hochbauten. Von Schaper. (Zentralbl. Bauv. 13. Juli 12 S. 364/66) Bemerkungen zur Vergebung von Anstreicharbeiten.

Betonbrücke über den kleinen Rhein von Honnef nach Grafenwerth. Von Müller. (Beton u. Eisen 1. Juli 12 S. 250/53*) Eisenbetonbogenbrücke mit 5 Oeffnungen von 18,22 und 26 m Spannweite. Statische Untersuchung mit Berücksichtigung von Temperatureinflüssen. Bauausführung.

Kings Highway viaduct, St. Louis, Mo. Von Schuyler. (Eng. News 27. Juni 12 S. 1226/33*) Das ganze Bauwerk ist 565 m lang, der Haubtbogen hat 51,8 m Spannweite. Das bewehrte Betongewölbe ist im Scheitel rd. 85 cm, an den Kämpfern 106 cm dick.

Les ponts de Constantine. Le pont de Sidi-Rached. Von Boisnier. (Ann. ponts chauss. Mai/Juni 12 S. 473/524* mit 3 Taf.) Die 447 m lange Brücke bei Sidi Rached in Algier hat 27 Bogen. Die größte Spannweite beträgt 70 m. Bemerkenswertes Lehrgerüst des großen Bogens. Verwandte Baustoffe. Formänderung nach dem Ausrüsten. Kosten. Forts. folgt.

Versuche mit Eisenbetonstützen. Von Lang. (Arm. Beton Juli 12 S. 245/57*) Versuche mit 160 cm langen Eisenbetonstützen von 20×20 qcm Querschnitt. Bei den ersten Versuchen waren die Rundeiseneinlagen 160 cm, bei späteren Versuchen nur 155 cm lang, so daß die Enden der Eisen nicht unmittelbar von der Druckplatte berührt wurden. Ergebnisse der Versuche. Schluß folgt.

Elektrotechnik.

Die Verwendung geringwertiger Brennstoffe zur einheitlichen Versorgung Deutschlands mit elektrischer Energie. Von Bartel. (ETZ 11. Juni 12 S. 705/09*) Erörterung eines Planes, ganz Deutschland einheitlich mit elektrischem Strom von

150000 V zu versorgen. Größe und Verteilung der Kraftwerke. Wasserkräfte und Brennstoffe in den einzelnen Gebieten Deutschlands. Vorteile der Verwertung des Torfes in Norddeutschland. Kosten des Stromes.

L'aménagement hydraulique du Haut-Rhône Français. Transport électrique de son énergie à Paris. (Génie civ. 13. Juli 12 S. 213/22* mit 2 Taf.) Vorschläge zur Ausnutzung der Wasserkräfte der oberen Rhone. Stauanlagen in Genissiat, Bellegarde und Malpertuis. Stand der Pläne.

The Ocoee hydro-electric development. (Eng. Rec. 22. Juni 12 S. 676/79*) Das Wasserkraftwerk liegt am Ocoee-Fluß etwa 9,6 km von Benton entfernt. Es enthält vier Zwillings-Turbinendynamos mit wagerecht liegender Welle von je 3750 KVA bei 360 Uml./min und 29,9 m Gefälle, sowie zwei Erregergruppen von je 120 KW bei 580 Uml./min.

Einige Versuche mit Oelschaltern. Von Marguerre. (ETZ 11. Juli 12 S. 709/11*) Bei den Versuchen wurden drei 24 polige Drehstromdynamos von 30000 KW Gesamtleistung für 10500 V mit induktiver Belastung verwandt. Schaubilder des Stromes in einer Phase und der verketteten Spannung zwischen dieser und der benachbarten Phase. Schluß folgt.

Kaskadenschaltungen von Induktionsmotoren und Drehfeld-Kommutatoren mit Seriencharakteristik. Von Siegel. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 14. Juli 12 S. 582/87*) Kaskadenschaltungen mit mechanisch getrennten Kaskadenmotoren. Anwendung der Ergebnisse auf den gewöhnlichen Reihenmotor mit Bürstenverstellung als Hintermotor.

Strom- und Spannungsverhältnisse beim Schließen und Oeffnen eines Stromkreises unter Berücksichtigung von Selbstinduktion, konstantem sowie auch veränderlichem Ohmschen Widerstande. Von Mayer. (El. u. Maschinenb. Wien 14. Juli 12 S. 581/82*) S. Zeitschriftenschau vom 20. April 12.

Ein Beitrag zur Dreireihenladung der Akkumulatorenbatterien ohne Verwendung eines Spezialschalters. Von Edler. (El. u. Maschinenb. Wien 14. Juli 12 S. 577/81*) Schaltanordnung für die Ladung in zwei und drei Zeitabschnitten. Entwicklung der Schaltungen nach dem Verfahren von Lischke. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

Materiel de dragage de canal. Von Galliot. (Ann. ponts chauss. Mai/Juni 12 S. 551/59* mit 1 Taf.) Vorteile und Nachteile der verschiedenen Baggergeräte.

The Navy's interest in the Cape Cod canal. Von Miller. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 417/25* mit 1 Taf.) Karte mit Angabe der Entfernungen. Kanalquerschnitte. Baugeschichte.

Réfection des maçonneries du souterrain de Mauvages sur le canal de la Marne au Rhin. Von Launay. (Ann. ponts chauss. Mai/Juni 12 S. 461/72* mit 1 Taf.) Das schadhaft gewordene Mauerwerk des Gewölbes und der Seitenwände des unterirdischen Schiffahrtskanales wurde ausgebessert, indem man den Kanal durch versenkbare Schiffe in 200 m lange Teilstrecken teilte, das Wasser ausschöpfte und dann nach Aussteifungen die bedeutenden Ausbesserarbeiten erledigte. Kosten.

Note sur les travaux en cours et en projet au port de Saint-Nazaire. Von Epinay. (Ann. ponts chauss. Mai/Juni 12 S. 525/51*) Entwicklung der Hafenanlagen seit 1896. Arbeiten seit 1906: Pumpanlagen mit 3 Kreiselpumpen von 270000 cbm Leistung in 8 Stunden. Die Pumpen saugen das Wasser aus dem Vorhafen und drücken es in den Hafen. Die Leitungen sind aus gewöhnlichem Mauerwerk ausgeführt, teils auf Felsboden, teils künstlich gegründet. Ausbaggerung der Fahrstraße. Erweiterung der Schleuse zwischen dem Hafen von Penhouet und dem von St. Nazaire. Bau einer eisernen Drehbrücke, deren 34,5 m langer Hauptarm über der Schleuse liegt. Kaianlagen im Hafen von Penhouet.

A self-acting weir and flood gate. (Engineer 5. Juli 12 S. 22*) Das Wehr von Davey ist halbzylindrisch und um die wagerechte Zylinderachse drehbar. Es bleibt geschlossen, solange sein Hohlraum mit Wasser gefüllt ist.

Stau bei Flußbrücken. Von Hofman. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 4 S. 326/31*) Ableitung einer neuen Stauformel und Vergleich mit den älteren von D'Aubuisson, Rühlmann u. a. Beispiele.

Feuerungsanlagen.

Test of an external-joint film oil heater at the Engineering Experiment Station, Annapolis, Maryland. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 426/39* mit 2 Taf.) Der Vorwärmer von 1,088 qm Gesamtheizfläche für Oelfeuerungen besteht aus 2 ineinander geschraubten Kupfer-Wellrohren, zwischen denen das Oel durchläuft. Versuche über den Wärmedurchgang.

Neue Sicherheitsvorrichtungen an Heizbrennern. Von Pradel. (Sozial-Technik 15. Juli 12 S. 267/70*) Verschiedene Vorrichtungen an Benzinbrennern, um ein Rückschlagen der Flamme zu verhüten. Bei Schweißbrennern ist eine Wasservorlage erforderlich, die mit einem Sicherheitsrohr zum Auspuff rückschlagender Gase in die Leitung eingebaut wird.

Gasindustrie.

Das neue Gaswerk der Stadt Helsingfors. Von Cedercreutz. (Journ. Gasb.-Wasserv. 13. Juli 12 S. 689/91*) Das Werk liegt am Hafen; Kohlen-Entladung und -Lagerung. Das Ofengebäude ist ganz aus Eisenbeton hergestellt und kann zwei Reihen von je 8 Senkrecht-Oefen aufnehmen. Kühl- und Reinigungsanlage. Der Gasbehälter mit steinernem Umbau faßt 20000 cbm. Kosten.

Ueber die Prüfung der Kokerei-Rohgases auf seinen Gehalt an Nebenerzeugnissen. Von Jenkner. (Stahl u. Eisen 11. Juli 12 S. 1129/33*) Die bisherigen Verfahren genügen nicht bei Vornahme häufiger Prüfungen und zur dauernden Beobachtung ganzer Ofenbeschickungen. Abgeändertes Verfahren des Verfassers. Meinungsaustausch.

Gießerei.

Maschinelle Aufbereitung des Formsandes in Gießereien. Von Müller. (Z. Ver. deutsch. Ing 20 Juli 12 S. 1147/57*) Maschinen und Einrichtungen von A. Stotz in Stuttgart, Sanddarre, Trockenöfen, Kollergang, Eisenabscheider, Siebmaschinen, Sandanfeuchter, Schleudermühle, Fördervorrichtungen, Aufbereitanlagen für 2, für 8 bis 12, für 5 bis 6 cbm/st und für 12 bis 15 cbm/st.

Hebezeuge.

Screw jacks for lifting. Von Heap. (Am. Mach 6. Juli 12 S. 952/54*) Schraubenwinde von 1,8 t Tragfähigkeit bei 190 mm Hub und 394 mm größter Höhe. Kern für das Gehäuse. Bearbeiten der Teile.

Hochbau.

Der moderne Industriebau in technischer und ästhetischer Beziehung. Von Bernhard. (Z. Ver. deutsch. Ing. 20 Juli 12 S. 1141/47*) Wege und Mittel, um die Bau- und Betriebskosten unter Wahrung des guten Geschmackes möglichst gering zu halten: Berücksichtigung des Einflusses des äußeren und inneren Verkehrs, der äußeren Mittel zur Raumumschließung, des inneren Tragwerkes in baustofflicher und statischer Beziehung und ästhetische Fragen. Beispiele, Fabrikanlagen, Gasanstalten, Elektrizitätswerke. Forts. folgt.

Fabrikneubau der Kattundruckerei von Gebrüder Jentzsch in Naundorf in Sachsen. Von Einbeck. (Beton u. Eisen 1. Juli 12 S. 241/43* mit 1 Taf.) Alle Decken und ein großer Teil der Dächer bestehen aus Eisenbeton. Einzelheiten der Unterzüge und Decken.

Der Um- und Aufbau der Uto-Garage in Zürich (am See). Von Zipkes. (Beton u. Eisen 1. Juli 12 S. 243/48*) Verstärkung von Decken, Unterzügen und Säulen. Allgemeine Gesichtspunkte bei der Berechnung von Verstärkungsarbeiten.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Neuere Eisenbahnwagenkipper. Von Hermanns. (Dingler 13. Juli 12 S. 440/42*) Plattformkipper mit eingebauter Drehscheibe, die durch einen besondern Elektromotor angetrieben wird. Die leeren Wagen laufen selbsttätig ab, indem eine hydraulische Puffereinrichtung die Plattform neigt. Forts. folgt.

Die Kesselbekohlanlage der Zeche Zollern II der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G. Von Pietrkowski. (Z. Ver. deutsch. Ing. 20. Juli 12 S. 1164/68*) Elektrohängebahn von J. Pohlig A.-G. für 35 t/st mit Bedienung durch einen einzigen Arbeiter.

Luftschiffahrt.

Beiträge zur Herstellung und Untersuchung annähernd geordneter Luftströme. Von Retschy. Forts. (Motorw. 30. Juni 12 S. 463/68*) Messung der Luftwirbel mittels eines Hitzdrahtanemometers. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Schmiedeiserne Rohrleitungen. Von Ginsberg. (Gesundhtsing. 13. Juli 12 S. 573/77*) Allgemeine Angaben über die Rohre; Teilung der Rohre. Verschiedene Rohrverbindungen. Schluß folgt.

Materialkunde.

Beitrag zur Frage der Biegebalkenprobe für Beton. Von Nitzsche. (Beton u. Eisen 1. Juli 12 S. 253/58*) Neue Vorrichtung von Buchheim und Heister, Frankfurt a. Main, die ermöglicht, die Probebalken stehend zu prüfen. Belastung und Lagerkräfte wirken wagerecht; die Balken sind 1 m lang und haben bei 4 vH Bewehrung 10 × 12 qcm Querschnitt. Die Leistungsfähigkeit der Maschine reicht bis 430 kg/qcm Druckspannung infolge der Biegung. Schluß folgt.

A metallographic study of failures in metals conducted at the U. S. Naval Engineering Experiment Station, Annapolis, Maryland. Von Daniels. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 453/58* mit 2 Taf.) Ergebnisse der Kleingefüge-Untersuchungen an der Wasserkammer eines Wasserrohrkessels und an einem eingebeulten Flammrohre.

Ueber die Einwirkung des Ziehprozesses auf die wichtigsten technischen Eigenschaften des Stahles. Von Seyrich. (Mitt. Forschungsarb. Heft 119 S. 1/65*) Einfluß des Ziehens

auf das spezifische Gewicht, das Kleingefüge, das elastische Verhalten, die Festigkeit und die Zähigkeit.

Ueber Blei-, Zinn-, Antimon-Legierungen. Von Campbell. (Metallurgie 8. Juli 12 S. 422/25 mit 2 Taf.) Tafel von 49 Legierungen für Lager, Lettern, Stopfbüchsenringe usw. Schmelzdiagramme. Kleingefüge-Bilder.

Mechanik.

Ueber Stützbelastung. Von Francke. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 4 S. 277/90*) Beziehungen zwischen Belastung und Stützlinie bei verschiedenen Bogenformen.

Meßgeräte und -verfahren.

Der Mikroindikator zur Untersuchung schnellaufender Maschinen. Von Mader. Forts. (Dingler 13. Juli 12 S. 433/36*) Der Mikroindikator besteht aus Zylinder, Meßfeder und Kolben; die Kolbenstange ist nur an zwei Punkten geführt. Arbeitsweise und Fehlergrenzen; die Diagramme werden auf berußten, 2,8 × 4,8 qcm großen Glasplatten aufgezeichnet. Gestaltung des Schreibhebels und des Glasplattenträgers. Forts. folgt.

The Gary-Cummings torsionmeter. Von Holmes. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 567/73 mit 1 Taf.) Die Verdrehung der Welle gegenüber einem eingeschobenen Rohre wird an der Aenderung des Abstandes zweier umlaufender Schreibstifte gemessen.

Die Fahrtmessung mit dem hydrometrischen Flügel und die abgekürzte Fahrmethode. Von Rümelin. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 4 S. 265/76*) Angabe der Fahrgeschwindigkeit, bei der die wagerechte Fahrtmessung mit dem hydrometrischen Flügel noch zuverlässige Ergebnisse hat. Erläuterung des neuen Verfahrens, mit mehreren Flügeln an einer Stange zu arbeiten. Beispiel.

Induktionszähler für einphasigen Wechselstrom, Form LJb. (ETZ 11. Juli 12 S. 719*) Abänderung des in Zeitschriftenschau vom 10. Dez. 10 erwähnten Zählers LJa der AEG.

Induktionszähler für zwei- und dreiphasigen Wechselstrom, Form Da der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin. (ETZ 11. Juli 12 S. 718/19*) Die Zähler bestehen aus zwei auf einer Achse übereinander angeordneten Einphasenzählern und sind für Drehstromanlagen ohne Nulleiter bei verketteten Spannungen bis 550 V und Stromstärken bis 100 Amp, für Zweiphasen-Drei- und Vierleiter-Anlagen von 550 V und 100 Amp, sowie für Drehstromanlagen mit geerdetem und mit isoliertem Nulleiter von 550 V und 50 Amp. bestimmt.

Quarzglas-Fernthermometer. (Z. Dampfk. Maschbtr. 12. Juli 12 S. 291/94*) Die Temperaturmessung beruht auf der Widerstandsänderung eines Metalles und erfordert eine Stromquelle, eine Wheatstonesche Brücke und ein Galvanometer. Der Meßbereich reicht von -200^{0} bis $+900^{0}$.

Metallbearbeitung.

Grinding inserted-tooth cutters. Von Tyler. (Am. Mach. 6. Juli 12 S. 955/56*) Mittels der dargestellten Vorrichtung werden die Schneidstähle genau gleich abgeschliffen, so daß sie nach dem Einsetzen in den Messerträger gleichmäßig schneiden.

Präzisions-Feil- und Sägemaschinen. (Werkst.-Technk 1. Juli 12 S. 343/45*) Die dargestellten Maschinen von Gebr. Thiel in Ruhla, Th., bei denen die Werkzeuge senkrecht an beiden Enden eingespannt sind, dienen zum Nacharbeiten von Schnittplatten.

Kraftbedarf beim Lochen, Scheren und Biegen. Von Lindner. Schluß. (Dingler 13. Juli 12 S. 436/40*) Berechnung der Biegungsspannungen, wenn die Streckgrenze überschritten wird. Formänderarbeit bei Biegung.

Design of punch and shear clutches. (Am. Mach. 13. Juli 12 S. 991/92*) Verlauf der Belastungen. Zähnezahlen, Durchmesser und Zahnquerschnitte der Klauenkupplungen.

Magazineinrichtungen. Schluß. (Werkst.-Technik 1. Juli 12 S. 338/43*) Schlangenförmige Zuführrinne. Halbselbsttätiges Magazin für Uhrfedergehäuse.

Tools in a cream separator plant. Von Stanley. (Am. Mach. 13. Juli 12 S. 973/78*) Arbeitsverfahren der Iowa Dairy Separator Co., Waterloo, Ia. Bearbeiten der Rahmen und der Gestellarme.

Motorwagen und Fahrräder.

Automobil-Statistik des Deutschen Reiches. (Motorw. 10. Juli 12 S. 473/80*) Verlauf der Zunahme der Personen- und Güterfahrzeuge 1907 bis 1912. Zahlentafeln über Schadenfälle und ihre Folgen.

The Royal Agricultural Show. (Engineer 5. Juli 12 S. 18/20 u. 12. Juli S. 26/38*) Straßenlokomotive und Motorlastwagen der Daimler Co. Motorlastwagen von Aveling & Porter. Steuerung der Crossley-Petroleummaschine. Straßenlokomotive mit Petroleummaschine von John Fowler & Co. Petroleumvergaser von Davis.

The Royal Agricultural Society's Show. Schluß. (Engng. 12. Juli 12 S. 63/66*) Zeichnungen eines Dampflastwagens von Clayton & Shuttleworth, Lincoln.

Prüfungsfahrt mit den Armeelastzügen neuer Art. Von Listemann. (Motorw. 10. Juli 12 S. 480/88) Die Prüfungsfahrt, an der alle einschlägigen Fabriken teilnehmen müssen, findet in der Zeit vom 2. bis 30. Oktober 1912 statt und dient zum Erproben der auf Grund der neuen Vorschriften gebauten Fahrzeuge. Abdruck der Bedingungen.

Voiture chirurgicale automobile, système Boulant. (Génie civ. 13. Juli 12 S. 222/24*) Der von Schneider & Co. gebaute Wagen wiegt 5500 kg und ist mit Ritzelantrieb ausgerüstet. Die Vierzylindermaschine entwickelt 40 PS und hat Thermosyphon-Kühlung.

Pumpen und Gebläse.

Der Hydropulsor. Von Preger. (Glückauf 13. Juli 12 S. 1119/24*) Die Maschine arbeitet ähnlich wie der hydraulische Widder. Das Laufrad ähnelt dem einer Turbine mit gekrümmten Schaufeln, nur sind die Kammern abwechselnd nach oben und unten geöffnet; das Laufrad kann gleichzeitig mehrere Triebrohre bedienen. Die Maschinen sind bis zu 4 cbm/sk Leistung ausgeführt.

Betrachtungen über bemerkenswerte neuere Konstruktionen sowie Versuchsergebnisse von Zentrifugalpumpen. Von Gutmann. (Z. f. Turbinenw. 10. Juli 12 S. 293/98*) Bei der dargestellten Pumpe wird der einseitige Schub dadurch vermieden, daß alle die Außenflächen des Laufrades umgebenden Wasserräume miteinander verbunden sind. Leitvorrichtung. Wellenabdichtung. Schluß folgt.

Schiffs- und Seewesen.

U. S. S. »Florida«. — Description and official trials. Von Gregory. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 519/66* mit 1 Taf.) Das auf der Staatswerft Brooklyn gebaute Schlachtschiff mit Vierschrauben-Parsons-Turbinenantrieb verdrängt 21825 t bei 155,45 m Länge, 26,8 m Breite und 8,7 m Tiefgang. Die Probefahrten haben 22,08 Knoten Höchstgeschwindigkeit ergeben. Ausführliche Angaben über die Maschinen.

Analysis of the trial trips of the battleship »Florida«. Von Koon. (Int. Marine Eng. Juli 12 S. 278/80*) Ableitung von Diagrammen über den Schiffswiderstand, Schlupf, Verbrauch von Wasser und Kohle usw. aus dem vorstehend erwähnten Bericht.

Die Anwendung der Elektrizität auf Unterseebooten. Von Arnold. Schluß. (Schiffbau 10. Juli 12 S. 770/74*) Wicklungen der Motoren. Regelverfahren. Wirkungsgrade.

Modern submarine boats for the United States Navy. (Int. Marine Eng. Juli 12 S. 257/62*) Einzelheiten der Einrichtung und Wirkungsweise der Unterseeboote »Skipjack« und »Sturgeon«, die von der Electric Boat Co., New London, Conn., gebaut sind und bei 41,2 m Länge und 4,55 m Breite ausgetaucht 284 t, untergetaucht 367 t verdrängen.

The Italian submersible »Atropo«. (Engineer 12. Juli 12 S. 49*) Das von der Germaniawerft gebaute 44,5 m lange Boot verdrängt unter Wasser 320 t und wird von zwei Diesel-Zweitaktmaschinen von je 350 PS angetrieben. Zeichnungen.

Imperator. Von Schmidt. (Schiffbau 10. Juli 12 S. 755/64*) Vergl. Z. 1912 S. 889. Einrichtungen und Einzelheiten des Stapellaufes.

Alaska Steamship Company's new steamship »Cordova«. (Int. Marine Eng. Juli 12 S. 266/68*) Der als Zweimastschoner getakelte Fracht- und Personendampfer ist 76 m lang, 12,5 m breit und mit einer Dreifachexpansionsmaschine von 1200 PS ausgerüstet. Deckpläne.

Economy due to superheated steam in marine practice. Von McFarland. (Int. Marine Eng. Juli 12 S. 281/83) Zusammenstellung vergleichender Versuchsergebnisse von Babcock & Wilcox-Kesseln mit Ueberhitzern auf Handelsschiffen, amerikanischen Linienschiffen und auf der Jacht »Idalia«.

Russian high-speed marine Diesel engines. Von Wilson. (Int. Marine Eng. Juli 12 S. 269/72*) Schnittzeichnungen einer 180pferdigen Schiffs-Dieselmaschine mit 6 Zylindern von Ludwig Nobel. Wirkungsweise der Umsteuerung.

Screw propellers. — Determination of diameter, pitch and projected area by means of the effective thrust. Von Dyson. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 574/628* mit 8 Taf.) Weitere Tafeln zur Bestimmung der Schraubenabmessungen, hergestellt auf Grund neuerer Versuche.

Mitteilungen über moderne Leuchtfeuer und Leuchtbojen. Von Klebert. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 13. Juli 12 S. 692/99*) Feste und Blinkfeuer. Leuchtfeuer für Luftschiffe. Unbewachte Leuchtfeuer und Leuchtbojen. Selbsttätige Zünd- und Löschuhren.

Das neue Feuerschiff für die erste Station der Elbe. Schluß. (Schiffbau 10. Juli 12 764/70*) Druckluftanlage für die Sirene. Anlage für Unterwasserschallsignale. Die Maschinenausrüstung des Schiffes umfaßt eine umsteuerbare Zweitakt-Dieselmaschine von 200 PS bei 280 Uml./min, zwei Viertakt-Dieselmaschinen von je 35 PS und 450 Uml.-min und einen kleineren Viertakt-Dieselkompressor.

Painting engine and fireroom bilges. Von Williams. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 12 S. 459/68) Nutzen des Anstriches. Vorschriften über Anstrichmittel. Zementanstrich. Teer- und Asphaltanstrich. Erfahrungen mit Anstrichen auf Schiffen.

Textilindustrie.

Der elektrische Antrieb von Selfaktoren. Von Meyer. (ETZ 11. Juli 12 S. 711/13*) Ergebnisse von Untersuchungen über den Kraftbedarf während des Arbeitsganges. Einzel- und Gruppenantrieb. Wirtschaftliche Vorteile und Begrenzung der Gruppenantriebe.

Special cotton-gin machinery. Von Viall. (Am. Mach. 6. Juli 12 S. 933/38*) Herstellung der Bürsten zum Reinigen der Sägeblätter und andre Einzelheiten der Arbeiten in den Fabriken der Continental Gin Co.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Abwärmeverwertung bei Verbrennungskraftmaschinen. Von Kutzbach. (Stahl u. Eisen 11. Juli 12 S. 1133/36*) Wärmebilanzen. Ausnutzung der Abgase unter Kesseln für Dampferzeugung und Warmwasserbereitung. Wirtschaftlichkeit.

Wasserversorgung.

Water purification at Minneapolis. Von Jensen. (Eng. News 27. Juni 12 S. 1218/25*) Kläranlage von 147615 cbm Tagesleistung. Das Wasser wird mit Kalk, Alaun und Chlorkalk behandelt. Beschreibung der verschiedenen Klärbecken.

Der Wasserturm der städtischen Wasserwerke in Wilhelmsburg bei Hamburg. Von Lorscheidt. (Arm. Beton Juli 12 S. 257/65*) Der Wasserturm ist aus Eisenbeton hergestellt, während der eigentliche 800 cbm fassende Wasserbehälter aus Eisen besteht. Das Bauwerk ist auf 11 m langen Holzpfählen von 30 cm Dmr. gegründet. Das Tragwerk des Turmes besteht aus 8 Säulen, die durch Ringbalken und 6 Geschoßdecken abgesteift sind. Das Dach besteht aus Rahmenbindern und aufgesetzter Kegelkuppel. Kosten.

New waterworks for Stockport. (Engineer 12. Juli 12 S. 29/33*) Die Stadt baut eine Talsperre von 2,34 Mill. cbm Inhalt und 17,8 ha Wasseroberfläche am Kinderfluß. Der zugehörige Erddamm von rd. 370 m Kronenlänge, 35,5 m größter Höhe und 180 m größter Dicke an der Sohle hat einen Kern aus Stampfbeton. Filteranlage.

Werkstätten und Fabriken.

Harland and Wolff's works at Belfast. Schluß. (Engng. 12. Juli 12 S. 38/50* mit 8 Taf.) Maschinenwerkstätten. Gießerei. Turbinenfabrik mit 20 t-Laufkran. Kesselwerkstatt. 150 t-Drehkran.

The bridge and structural shops of the American Bridge Company at Gary. (Eng. Rec. 29. Juni 12 S. 704/08*) Beschreibung der neuen je 214 × 95 qm großen Brückenbauwerkstätten mit ihren Krananlagen und Werkzeugmaschinen. Das Werk baut jährlich 122000 t Eisenkonstruktionen.

Berichtigung.

In Zeitschriftenschau vom 13. und 20. Juli 1912 muß es unter »Eisenbahnwesen« heißen: Die Elektrifizierung der Budapester Lokalbahnen. Von Fischer von Tovàros.

Rundschau.

Ventilsitz-Abdrehvorrichtung, Patent Spuhr, gebaut von Liebermann & Klinge, G. m. b. H. in Düsseldorf.

Undichte Ventile für hochgespannte Gase oder Flüssigkeiten sind in allen Betrieben stets die Ursachen der nachteiligsten Betriebstörungen und Zeitverluste und rufen oft große Unkosten hervor, ohne daß man vielfach diesen Umständen eingehendere Beachtung schenkt und auf gründliche Abhülfe sinnt. Die Kosten, die für die Ausbesserung eines undichten Ventiles aufgewendet werden müssen, stehen zu den durch die Undichtheiten verursachten Kosten in keinem Verhältnis. Sie belaufen sich durchschnittlich bei Ventilen bis 70 mm Dmr. auf 5 *M*, bis 130 mm Dmr. auf 10 *M*, bis 250 mm Dmr. auf 20 *M*, bis 300 mm Dmr. auf 30 *M*.

Fig. 1 bis 3
Ventilsitz-Abdrehvorrichtung.

Fig. 5.
Gesetzlich geschützter auswechsel- und einstellbarer Messerfräser.

Fig. 4.
Auf das Ventil aufgespannte Vorrichtung fertig zum Sitzfräsen (Ventil im Schnitt).

Wenn ein Ventil undicht ist, so muß der Sitz und der Kegel nachgearbeitet werden; den Kegel kann man ohne weiteres auf der Drehbank bearbeiten, und selbst wenn der Betrieb ruht, läßt sich die Drehbank am Riemen durchziehen. Das Ventil muß aber ausgebaut, zur Drehbank gebracht, dort ausgerichtet, abgedreht und nachgeschliffen werden. Wieviel leichter ist es dagegen, den Ventilsitz an Ort und Stelle nachzuarbeiten, ohne daß es nötig ist, das Ventil aus der Leitung zu entfernen. Diese Arbeitsweise muß jedoch ermöglichen, daß die gerade oder kegelige oder Doppelsitzfläche genau zentrisch nachgearbeitet werden kann, als ob das Ventil auf der Drehbank ausgerichtet und bearbeitet worden wäre, und daß die nachgearbeitete Sitzfläche durchaus glatt ist.

Die Schwierigkeit, diese Bedingungen zu erfüllen, nimmt natürlich mit wachsendem Ventildurchmesser zu. Dennoch ist die nachfolgend beschriebene Vorrichtung derartig gebaut, daß sie diesen Forderungen im vollen Umfange gerecht wird.

Der zum Aufspannen dienende Teil ist nach Art eines Dreibackenfutters gebaut. Ein Abkreismesser mit 1 oder 2 Schneidkanten bearbeitet den Ventilsitz.

Fig. 1 bis 4 zeigen die Vorrichtung für Ventile bis 150 mm Dmr. Die Zentrierbacken *a* des Dreibackenfutters fassen den Ventilflansch von innen oder außen. Je nach der Tiefe des Sitzes wird eine der drei Hülsen *b* der Spindelführung in das Gehäuse eingeschraubt, wodurch die Spindel des Messerhalters weit bis an den Sitz geführt ist, so daß Erschütterungen ausgeschlossen sind. An der Spindel wird nun durch Anziehen einer Schraube *c*, Fig. 5, der Stahlhalter *d* mit dem Messer befestigt, das entsprechend dem Sitzdurchmesser eingestellt wird. Mit dem aus Fig. 1 ersichtlichen oberen Handrad wird dann der Span eingestellt und mittels der seitlichen Handkurbel und des damit verbundenen Schneckengetriebes die Messerspindel gedreht.

Fig. 6.
Fräser für Ventilsitze bis 50 mm Dmr.

Fig. 7.
Vorrichtung zum Ventilsitzfräsen bis 300 mm Dmr.

Kleinere Messer für Ventile von 10 bis 50 mm Dmr. werden nach Fig. 6 ausgeführt; sie werden an den Gewindezapfen *e*, Fig. 1, der Arbeitspindel angeschraubt. Für Ventile bis 300 mm Dmr. wird die Kniehebelvorrichtung, Fig. 7, verwendet. Hier ist die Messerspindel durch die Gewindehülse *f* geführt, so daß die Spindel bis an den zu bearbeitenden Ven-

tilsitz unterstützt ist. Diese Vorrichtung kann auf beliebige Sitztiefe und auf den in Frage kommenden Ventildurchmesser schnell eingestellt werden; durch Anziehen der oberen Mutter *g* werden die Spannbacken *h* gegen den Ventilhals gedrückt, wodurch die Vorrichtung sofort genau zentriert ist. Die Messerspindel wird wieder wie bei der vorigen Vorrichtung angetrieben. Bei dieser Ausführung kann man während des Bearbeitens des Ventilsitzes das Werkzeug beobachten. Die Vorrichtung ist sehr standsicher, dabei aber doch leicht (eine Vorrichtung für Ventile bis 300 mm Dmr. wiegt nur rd. 11 kg), was besonders ihre Verwendbarkeit bei hoch liegenden Rohrleitungen begünstigt.

Rohrwalzwerk mit elektrischem Antrieb. Die Zeitschrift »Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen«[1]) bringt einige bemerkenswerte Mitteilungen über die Ausrüstung und den Betrieb des Rohrwalzwerkes von Spang Chalfaut & Co. in Etua, Pa., das als eines der ersten elektrischen Antrieb erhalten hat. In der Anlage, die abgesehen von der Antriebart im wesentlichen den üblichen Aufbau solcher Rohrwalzwerke zeigt, werden stumpfgeschweißte Rohre bis zu 76 mm Dmr. und überlappt geschweißte von größerem Durchmesser hergestellt.

Fig. 8.

Elektrisches Rohrwalzwerk für überlappt geschweißte Rohre.

Das Walzwerk für überlappt geschweißte Rohre zeigt Fig. 8, in der auch die Leistungen der einzelnen Antriebmotoren angegeben sind. Der Arbeitsgang ist durch Pfeile bezeichnet. Die Blechstreifen, aus denen man die Rohre herstellt, werden durch eine Beschickvorrichtung in den Wärmofen (Rundofen) befördert. Der 20 pferdige Drehstrommotor betätigt durch Zahnradvorgelege zwei links und rechts angebrachte Seiltrommeln, wovon die eine die Stoßvorrichtung zum Ofen hin-, die andre sie wieder zurückzieht. Der Motor läuft dabei dauernd in einer Richtung um und wird mit den Trommeln abwechselnd durch eine elektromagnetische Kupplung verbunden. Aus dem Ofen gelangen die warmen Rohrstreifen zum Schärfwalzwerk, wo ihre Kanten abgeschrägt werden, und gehen über einen Rollgang zur Ziehbank, wo sie in der üblichen Weise mit Hülfe der Zange und einer Ziehdüte rundgebogen werden, so daß die abgeschrägten Kanten noch unverbunden übereinander liegen. Das Abschrägwalzwerk und die Ziehbank werden je von einem 50pferdigen Motor angetrieben. Ein selbsttätiger Wagen mit Antrieb durch einen 5pferdigen Gleichstrommotor, der mit einer Solenoidbremse in Reihe geschaltet ist, bringt die noch warmen gebogenen Streifen rechtwinklig zum bisherigen Arbeitsgang zur Beschickvorrichtung des Schweißofens. Die beiden Motoren dieser Stoßvorrichtung haben je 7,5 PS. Das dahinter liegende Schweißwalzwerk treibt ein 300pferdiger Drehstrom-Induktionsmotor von 450 Uml./min mit Zahnradvorgelege und einem schweren Schwungrade zum Ausgleich der Belastungsschwankungen. Die Dornstange wird nach dem Durchtreiben des Rohres durch die Walzen von einem 10pferdigen Motor zurückgezogen. Ist das Rohr gleich beim ersten Gange gut geschweißt worden, so geht es im rechten Winkel weiter, im andern Falle bringt es ein Umführungsrollgang mit Antrieb durch einen 5pferdigen Motor zum Schweißofen zurück. Dabei wird es durch eine Drehscheibe umgekehrt, so daß es nach dem Verlassen des Ofens mit dem hinteren Ende zuerst durch die Walzen geht. Darauf bringen es selbsttätige Rollgänge zum Kaliberwalzwerk. Zum Umkehren der Kaliberwalzen, durch die jedes Rohr dreimal hindurchgehen muß, um genau den vorgeschriebenen Durchmesser zu erhalten, dienen mechanische Kupplungen, während der 50pferdige Elektromotor dauernd in einer Richtung läuft. Die 5pferdigen Motoren der Rollgänge werden dagegen selbst umgesteuert. Nachdem die Rohre in dem Schrägwalzwerk gerade gerichtet sind, werden sie durch Rollgänge auf das Kühlbett gebracht, gehen noch durch eine kleine Kaliberpresse, die alle kleinen Unebenheiten entfernt, und werden schließlich zu den Sägen und Gewindeschneidmaschinen befördert.

[1]) vom 14. Mai 1912.

Fig. 9.

Elektrisches Rohrwalzwerk für stumpfgeschweißte Rohre.

Von den einzelnen Walzenstraßen ist das Schweißwalzwerk besonders bemerkenswert. Die Umlaufzahl des 300 PS-Motors von 450 Uml./min wird durch das Vorgelege auf 49 Uml./min für die Walzen herabgesetzt. Das ebenfalls durch Zahnräder angetriebene Schwungrad von 1,8 m Dmr. und 2360 kg Gewicht soll sich mit 2375 Uml./min drehen. Der Motor arbeitet unter sehr ungünstigen Verhältnissen, nämlich mit starken Spitzenbelastungen und in einem sehr heißen Raume. Der Arbeitsgang beim Herstellen der stumpfgeschweißten Rohre geht aus Fig. 9 hervor. Hier ist nur ein Ofen vorhanden, da die Bleche in der bekannten Weise in einer Maschine gebogen und gleichzeitig geschweißt werden. Die weitere Behandlung ist die gleiche wie bei den überlappten Rohren, während die Motoren entsprechend den geringeren Rohrdurchmessern schwächer sind.

Interessante Einblicke in die Belastungsverhältnisse der Walzmotoren gewähren die aufgenommenen Diagramme, Fig. 10 bis 12. Sie zeigen, daß die größten Belastungen ein Vielfaches der Leerlaufleistung sind. Die Motoren sind deshalb sehr groß. Sie sollen die Arbeitstücke auch dann durchziehen, wenn sie bei einer Betriebstockung abgekühlt sind. Um solche Betriebsunterbrechungen zu verhüten, hat man sich nicht gescheut, alle Sicherungen und selbsttätigen Schalter fortzulassen, so daß alle Motoren ohne Schutz gegen Ueberlastungen sind. Mit Rücksicht auf

Fig. 10.

Stromaufnahme der Schweißmaschine für überlappte Rohre.

Fig. 11.

Stromaufnahme des Kaliberwalzwerkmotors beim Herstellen von 457 mm-Rohren.

Fig. 12.

Stromaufnahme der Stumpfschweißmaschine beim Herstellen von 20 mm-Rohren.

die außerordentlichen Beanspruchungen, den Staub und die Hitze der Umgebung hat man die Drehstrommotoren ausnahmslos mit Kurzschlußankern ausgerüstet und ihr kleines Anlauf-Drehmoment sowie die großen Stromstärken beim Anlaufen und Umsteuern in den Kauf genommen. Das Umsteuern hat man aus diesem Grunde nach Möglichkeit vermieden und für die Umkehrbewegungen die erwähnten Kupplungen eingeführt. Das Walzwerk arbeitet Tag und Nacht fast ohne Unterbrechung. Trotzdem hat die elektrische Einrichtung bisher wesentliche Ausbesserungen nicht erfordert.

Dieselmaschine im Kraftwerk eines elektrisch betriebenen Walzwerkes. Seit mehr als zwei Jahren ist im Kraftwerke des Messingwerkes Achenrain, C. Kulmiz in Kramsach-Achenrain, Nordtirol, eine Dieselmaschine im Betrieb. Ursprünglich sollte das Walzwerk durch eine 700pferdige Francisturbine für 400 Uml./min mit Strom versorgt werden, die rd. 1,5 km vom Werk entfernt lag. Die stark veränderliche Wassermenge veranlaßte aber bald die Aufstellung einer Hülfsmaschine. Trotz der sehr erheblichen Leistungsschwankungen, die u. a. auf den stark wechselnden Kraftbedarf einer großen Druckwasserpresse zurückzuführen waren, wählte man eine Dieselmaschine, da sie sich unter den besondern Verhältnissen nach den wirtschaftlichen Berechnungen und auch infolge einiger andrer Vorzüge, wie z. B. der sofortigen Betriebsbereitschaft, als vorteilhaft erwies. Nach sorgfältiger Ermittlung des Kraftbedarfes der Walz- und Preßwerke wurde die Leistung der Maschine von der Leobersdorfer Maschinenfabrik auf 450 PS_e festgelegt. Dabei wurde berücksichtigt, daß die Umlaufzahl während der höchsten Belastung nicht abnehmen durfte, daß diese höchste Belastung, die nach den aufgenommenen Schaubildern für gleichzeitiges Walzen und Pressen 400 PS betrug, noch etwas überschritten werden konnte und daß auch plötzliche Belastungsänderungen nach Möglichkeit überwunden werden mußten. Die Maschine wurde daher mit drei im Viertakt arbeitenden Zylindern von je 490 mm Dmr. und 470 mm Hub bei 168 Uml./min und einem schweren Schwungrad von 5 m Dmr. und 10 t Kranzgewicht gebaut. Sie ist unmittelbar mit einer Drehstromdynamo gekuppelt, die an das Kraftnetz des Walzwerkes angeschlossen ist. Bei der im Februar 1910 vorgenommenen Abnahmeprüfung der Dieselmaschine wurde der Rohölverbrauch bei voller Belastung zu 196 g/PS-st ermittelt. Dieser hohe Wert hatte seinen Grund darin, daß während des Versuches die Belastung bis zu 10 vH nach oben und unten schwankte. Unter Annahme eines Heizwertes von 10000 WE/cbm stellte sich der Gesamtwirkungsgrad auf 32,2 vH bei voller, auf 28,1 vH bei halber Belastung, der mechanische einschließlich des Kompressors auf 75 bis 79 vH. Die Regelung der Maschine ist allen Anforderungen gewachsen. Während beim Betrieb der Turbine allein Schwankungen der Drehzahl nicht zu vermeiden sind, treten sie beim gemeinsamen Arbeiten beider Maschinen nicht auf. Die gewöhnliche Belastung der Dieselmaschine beträgt rd. 270 KW und steigt bisweilen, wenn sie allein den Walz- und Preßbetrieb zu übernehmen hat, sogar auf 350 KW. Der Betrieb wird im allgemeinen so geführt, daß die Antriebmaschinen nicht parallel auf das Netz arbeiten, sondern daß die eine Arbeitsmaschinengruppe von der Turbine, die andere von der Dieselmaschine angetrieben wird. Ist der Wasserstand so günstig, daß die Dieselmaschine nur schwach belastet zu werden braucht, so arbeitet sie mit zwei oder auch nur mit einem Zylinder. In einem Ausnahmefall mußte die Dieselmaschine während zehn Wochen den ganzen Betrieb übernehmen und hat auch in dieser Zeit, fast dauernd Tag und Nacht vollbelastet, zufriedenstellend gearbeitet (Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines vom 12. Juli 1912)

Straßenbahnwagen mit Druckluftausrüstung zum Befördern trocknen Sandes. Die Chicago City Railway Co. braucht für ihren umfangreichen Betrieb ziemlich viel Streusand, bei regnerischer Witterung und zur Winterzeit bis zu 76,5 cbm täglich. Der Sand wurde bisher von den beiden Hauptlagern nach den verschiedenen Straßenbahnhöfen in 3 gedeckten Wagen von je 5,3 cbm Inhalt befördert. Die Wagen wurden von den hochliegenden Behältern aus beladen und durch Ablassen des Sandes in niedriger liegenden Kasten oder, wo solche mit den elektrischen Wagen nicht zu erreichen waren, mit Handkübeln entladen. Dabei war es bei nassem Wetter nicht möglich, den Sand in den Wagen trocken zu halten, und man verlor mit dem Wiedertrocknen oft viel Zeit. Um den Uebelständen zu begegnen, hat man vor einiger Zeit zwei neue elektrische Wagen eingestellt, die je auf einem eisernen zweiachsigen Untergestell einen zylindrischen Behälter von rd. 2360 mm Dmr. und 1590 mm Höhe mit einem kegeligen Boden tragen. Der Behälter faßt 7,645 cbm Sand und ist aus 6,3 mm dicken Blechen genietet. Er hat oben zwei elliptische Löcher zum Einfüllen des Sandes, die durch zwei Deckel mit Bügeln luftdicht abgeschlossen werden können. Die Bügel nebst einer Hebelanordnung dienen gleichzeitig zum Abheben und Ausschwenken der Deckel. Aus dem Behälter wird der Sand durch Druckluft befördert, die ein auf dem Wagen befindlicher kleiner Kompressor für 1,4 cbm/min Ansaugemenge erzeugt. Der Sand fließt dabei durch ein 76 mm weites Loch an der tiefsten Stelle des kegeligen Bodens ab und wird durch einen mit Draht bewickelten Schlauch vom gleichen Durchmesser bis zu Stellen in 15 m Entfernung gedrückt. Verstopft sich einmal der Auslaß und steigt der Druck der Luft höher als etwa 3 at, so öffnet sich ein Sicherheitsventil auf dem Deckel des Behälters und gibt gleichzeitig ein Warnungszeichen. Betätigt wird die Drucklufteinrichtung durch einen Handhebel. Jeder Wagen ist mit Hand- und Druckluftbremsen ausgerüstet, hat an beiden Enden Führerstände und wiegt leer 12,5, mit vollem Behälter rd. 21 t. Die neuen Wagen haben sich im Betriebe gut bewährt. (Electrical Railway Journal 29. Juni 1912)

Ausbesserung der unterirdischen Strecke des Rhein-Marne-Kanales bei Mauvages. Der Rhein-Marne Kanal durchschneidet bei Mauvages den Gebirgsrücken zwischen dem Ornain-Fluß und der Mosel und wird dort auf 4880 m in einem Tunnel geführt. Der Tunnel, der in den Jahren 1841 bis 1846 gebaut worden ist, liegt in festem blauem Mergel und wurde, da man den Boden für tragend hielt, nur mit 30 cm dickem Mauerwerk ausgekleidet. Bald nachdem der Tunnel in Betrieb genommen war, bemerkte man Bewegungen am Mauerwerk; die schadhaften Stellen wurden regelmäßig ausgebessert. Im Jahre 1908 entdeckte man eine bedeutende Senkung des Gewölbes auf eine Strecke von 100 m und eine sehr starke Verschiebung der Stützwand in einer Länge von 160 m. Nachdem die Mängel beseitigt waren, ließ man alle 50 Meter von oben über dem Tunnel Löcher bohren, um den Boden zu untersuchen; man fand, daß sich große Höhlungen gebildet hatten, daß das Erdreich zum Teil nachgestürzt war und noch nachzustürzen drohte. Infolgedessen hatte das Tunnelgewölbe eine große Last zu tragen, wofür es nicht berechnet war und wodurch große Formänderungen hervorgerufen wurden. Man stand also vor der Frage, den Tunnel in seiner ganzen Länge zu verstärken oder einen neuen zu bauen; ein Neubau war mit 12 Mill. ℳ veranschlagt worden; man entschied sich wegen der geringeren Kosten für eine Verstärkung. Den Auftrag für die Arbeiten erhielt im Jahre 1910 die Firma Fougerolles Frères; mit den Arbeiten wurde im Oktober 1910 begonnen. Um die Schleppschiffahrt nicht zu unterbrechen, wendet man folgendes Verfahren an. Der Tunnel wird in Strecken von etwa 200 m Länge eingeteilt und an den Teilpunkten — Sperrhäuptern — durch versenkbare eiserne Prahme, die 8,40 m lang und 4,77 m breit sind, dadurch abgesperrt, daß der Kiel, der Vorder- und Achtersteven der Sperrschiffe beim Sinken in Falze greift, in ähnlicher Weise wie bei Schwimmtoren, die zum Abschluß von Trockendocks dienen. Von diesen Sperrhäuptern werden gleichzeitig 4 bis 5 angelegt, und zwar im Januar, wenn die Schiffahrt ruht, so daß 600 bis 800 m des Tunnels in einem Jahre verstärkt werden können. Dann wird das Wasser aus den Teilstrecken ausgepumpt. Jedes dieser Schiffe enthält zwei Kreiselpumpen von 350 mm Rad-Dmr. und 300 ltr/sk Leistung sowie eine kleinere Pumpe von 150 mm Dmr. Jede Pumpe ist mit einem Drehstrommotor gekuppelt, der bei den großen Pumpen je 30 PS und bei der kleinen 9 PS entwickelt. Der Arbeitsvorgang ist folgender: Jeden Morgen werden die Prahme und die Arbeitsschiffe mit dem Schleppzuge mitgeführt; dann wird der betreffende Teil, an dem gearbeitet wird, in der geschilderten Weise abgesperrt und ausgepumpt, was die Zeit von einer Stunde in

Anspruch nimmt. Jetzt werden in Abständen von 2 m bis 1,5 m und 1 m je nach der Belastung eiserne Lehrbögen aufgestellt, die sich auf Konsolen in etwa 4,35 m Höhe über der Sohle stützen und so das Gewölbe abfangen; dann wird das Tragmauerwerk des Treidelsteges abgebrochen, wodurch gleichzeitig der Kanalquerschnitt vergrößert und infolgedessen auch der Schiffswiderstand vermindert wird, und an der Sohle längs der Tunnelwände ein kleines Betonfundament ausgeführt. Hierauf werden hölzerne Pfosten eingezogen, die statt der Konsolen die Last der Eisenbögen aufnehmen und sie auf die Betonfundamente übertragen. Die Pfosten haben sämtlich einen kräftigen Längsverband, so daß eine Bewegung ausgeschlossen ist. Die Seitenwände werden auf 80 cm verstärkt und dazwischen als Sohle ein umgekehrtes Betongewölbe mit 50 cm Pfeilhöhe eingezogen, so daß Verschiebungen der Seitenwände nach innen, wie sie vorher aufgetreten waren, nicht zu befürchten sind. Für den Treidelweg werden bewehrte Betonkonsolbalken in 2 m Abstand angeordnet, die durch Eisenbetonplatten verbunden werden. Nachdem diese Arbeiten beendigt sind und der Beton abgebunden hat, werden die Gewölbe auf 80 cm verstärkt. Nach Arbeitschluß läßt man die Teilstrecke wieder voll Wasser laufen, der Wasserballast wird aus dem Prahme durch die kleine Pumpe ausgepumpt, und die Schiffe verlassen den Tunnel, so daß der Schleppzug auf der Rückkehr ungehindert den Kanaltunnel befahren kann. Die Schiffe werden mit einem Kabel ohne Ende, das über wagerechte und senkrechte Leiträder läuft, bewegt; der Tunnel ist zu dem Zweck in 3 Teile geteilt; an jedem Ende steht eine Winde mit einem 20 PS-Motor und einer Spannvorrichtung. Es sind zwei Geschwindigkeiten zugelassen: für die 38 m langen und 5 m breiten Schiffe für Abbruchstoffe 1,4 km/st und für die Arbeiterschiffe 5,5 km/st. Die gesamten Arbeiten umfassen 112000 cbm Abbruch von Mauerwerk und Herstellung und Verarbeitung von 90000 cbm Beton. Die Kosten der ganzen Arbeit, die 1917 beendet sein soll, werden etwa 7,5 Mill. ℳ betragen. (Annales des Ponts et Chaussées Mai-Juni 1912)

Der **Torsionsindikator von Gary-Cummings**, der in die Wellen des amerikanischen Linienschiffes »Florida« eingebaut worden ist, unterscheidet sich von bekannten Geräten dieser Art dadurch, daß das etwa 4,3 m lange Meßrohr nicht über die Welle geschoben, sondern in der Bohrung der Welle befestigt wird. Das Rohr ist zu diesem Zweck an einem Ende mit 3 auswärts gerichteten Körnerstiften versehen, die mittels eines Keiles gegen die Welle gedrückt werden können. Das andre Ende des Rohres trägt einen in einer Ausfräsung des Wellenflansches versenkten Hebel, dessen Bewegung beim Verdrehen der Welle einen in Höhe des Wellenflansches gelagerten, an beiden Enden mit Schreibstiften versehenen Hebel zum Ausschlag bringt. Hält man daher gegen das Gehäuse dieses Hebels, aus dem die Schreibstifte nur wenig vortreten, ein Blatt Papier, so verzeichnen die Schreibstifte darauf zwei Linien, deren Abstand ein Maß für die Wellenverdrehung ist. Aus dem Verlauf dieser Linien kann auch auf etwaige Aenderungen des Wellendrehmomentes während einer Umdrehung geschlossen werden. (Journal of the American Society of Naval Engineers Mai 1912)

Eine **neue Bauart von Wärmespeichern für Abdampf-Kraftanlagen** rührt von Prof. D. B. Morison her. Um den Wärmeaustausch zwischen dem Abdampf und der Wasserfüllung des Wärmespeichers zu beschleunigen und hierdurch das Aufnahmevermögen des Wärmespeichers bei überschüssiger Dampfzufuhr zu steigern, läßt man den Abdampf durch eine große Anzahl von Düsen etwas unter dem Wasserspiegel derart nach oben austreten, daß in den die Dampfdüsen umgebenden Rohren ein lebhafter Wasserumlauf hervorgerufen wird. Die Düsen haben sternförmige Austrittquerschnitte und tauchen 230 mm in das Wasser ein, die sie umschließenden Rohre reichen annähernd vom Boden des Wärmespeichers bis zum Wasserspiegel. (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 10. Juli 1912)

Die **Prüfungsfahrt mit den neuen Armeelastzügen**, die sich über eine Strecke von 2068 km Gesamtlänge von Berlin bis nach Heilbronn und zurück ausdehnen wird, findet in den Tagen vom 2. bis 30. Oktober d. J. statt. Nachdem die neuen Vorschriften für kriegsbrauchbare Motorlastzüge an dem von H. Büssing gebauten Probezuge geprüft und nach geringen Aenderungen festgelegt worden sind, soll die Prüfungsfahrt dazu dienen, ein Urteil über die Ausführungen aller beteiligten Fabriken zu bilden, sowie weitere praktische Erfahrungen zu sammeln. An dieser Fahrt haben alle Fabriken teilzunehmen, die beabsichtigen, Motorlastzüge nach den neuen Vorschriften zu bauen. Fabriken, deren Erzeugnisse schon als kriegsbrauchbar anerkannt waren, brauchen nur einen Lastzug bereitzustellen, während neu hinzutretende Fabriken mit zwei Lastzügen teilzunehmen haben. Die Ergebnisse der Prüfungsfahrt werden bei der Vergebung der staatlichen Beihülfen vom Jahre 1913 ab berücksichtigt. (Der Motorwagen vom 10. Juli 1912)

Bahnbauten in den deutschen Kolonien. Die Zentralbahn in Deutsch-Ostafrika ist am 1. Juli d. J. auf der ganzen Strecke von Daressalaam nach Tabora eröffnet worden. Für den Weiterbau der Strecke war das Gleis am gleichen Tage bereits bis 36 km westlich über Tabora hinaus gelangt.

Bei der Mittellandbahn in Kamerun waren zum Schluß des ersten Vierteljahres 1912 die Vorarbeiten bis km 150,2 beendet.

Unterseeboot für die italienische Marine. Das von Fried. Krupp A.-G. Germania-Werft in Kiel Ende März d. J. für die italienische Marine vom Stapel gelassene Unterseeboot »Atropo« ist 45 m lang und 4,5 m über Hauptspant breit; die Wasserverdrängung im untergetauchten Zustande beträgt 320 t, die Geschwindigkeit bei der Ueberwasserfahrt 12,5, bei der Unterwasserfahrt 8 Knoten. Zum Antrieb dienen zwei Zweitakt-Dieselmaschinen von je 350 PS und für die Unterwasserfahrt zwei Elektromotoren von je 200 PS. Der Aktionsradius beträgt 1300 Seemeilen über Wasser und 40 Seemeilen unter Wasser. (The Engineer 12. Juli 1912)

Unterseeboote für die Vereinigten Staaten. Die beiden Unterseeboote E1 und E2, gebaut von der Electric Boat Company in New London, sind das 24ste und 25ste Fahrzeug dieser Gattung in der Marine der Vereinigten Staaten. Ihre Länge beträgt 40 m, ihre Breite 4,6 m, die Wasserverdrängung im aufgetauchten Zustande 284 und im untergetauchten Zustande 367 t.

Die Anmeldungen zu dem **Wettbewerb um den Kaiserpreis für den besten deutschen Flugzeugmotor** sind sehr zahlreich eingelaufen. Im ganzen haben 26 Fabriken, darunter alle führenden, 44 Motoren verschiedener Bauart und Größe angemeldet und außerdem 24 Ersatzmaschinen bereitgestellt. Der Wettbewerb wird hiernach Gelegenheit bieten, Maschinen mit feststehenden und mit umlaufenden Zylindern sowie mit Luftkühlung und Wasserkühlung zu vergleichen. Die meisten angemeldeten Maschinen sind bereits zur Teilnahme am Wettbewerb zugelassen worden. Für die Ueberwachung der in der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt stattfindenden Versuche ist ein neungliedriger technischer Ausschuß gewählt worden.

Henri J. Poincaré †. Am 17. Juli ist in Paris an den Folgen einer Operation der bedeutende Mathematiker Henri J. Poincaré im Alter von 58 Jahren gestorben. Er stammte aus Nancy, wo er auch seine Studien begann, die er dann in Paris vollendete. Seit 1886 war er Professor der mathematischen Physik an der Sorbonne in Paris, seit 1908 Mitglied der Académie française. Seinen Ruf begründete er mit einer Abhandlung über das Dreikörperproblem, für die er den großen, von dem König Oskar von Schweden ausgesetzten Preis erhielt; außer sehr zahlreichen wertvollen Abhandlungen über Funktionentheorie, Differentialgleichungen, Differenzengleichungen, Algebra usw. veröffentlichte er ein zehnbändiges Handbuch der mathematischen Physik, das zu den besten Darstellungen über theoretische Physik gehört. Poincaré verband mit tiefgründigem Wissen eine künstlerische, formvollendete Darstellung, die auch das Lesen schwieriger Abhandlungen genußreich macht; heute, wo sich auch die mathematische Wissenschaft spezialisiert hat, war Poincaré einer der wenigen, die mit ihrem Wissen alle Einzelgebiete umfassen. In weiteren Kreisen ist der Gelehrte durch die beiden philosophisch hochbedeutsamen Werke »Wissenschaft und Hypothese« und »Der Wert der Wissenschaft« bekannt geworden. Sein Tod ist ein großer Verlust nicht allein für Frankreich, sondern auch für die gesamte mathematische und physikalische Wissenschaft.

Berichtigung.

In Nr. 22 S. 891 ist über eine Humphrey-Pumpenanlage für Versuchzwecke berichtet, deren Gasverbrauch für 1000 cbm Fördermenge und 7,62 m Förderhöhe 5,37 cbm betragen soll. Diese Angabe ist auf einen Druckfehler der Quelle zurückzuführen. Der tatsächliche Gasverbrauch beträgt vielmehr 33,5 cbm.

Patentbericht.

Kl. 49. Nr. 240017. Hobelmaschine. G. Robie, Hamburg. Von den beiden je einen Werkzeugschlitten tragenden Gestellen *a*, *b* ist das eine, *b*, mittels Spindel *c* in der Längsrichtung des Tisches *d* verschiebbar gemacht, damit Werkstücke *e*, die länger als die Tischlänge sind, ohne Umspannen bearbeitet werden können.

Kl. 82. Nr. 246815. Austragvorrichtung für Schleudern. E. A. Sperry, New York. Das Gut wird aus der Trommel mittels einer Reihe von Scheiben *f* entfernt, die auf einer drehbar auf der Achse *h* befestigten Hülse *g* angebracht sind. Die Achse *h* steht windschief zur Schleuderachse, und durch die schräge Stellung der Scheiben wird das Gut beim Drehen der Trommel gezwungen, allmählich axial an den Wänden der Trommel emporzusteigen.

Kl. 49. Nr. 240286. Vorschubvorrichtung für die Werkstückspindeltrommel. Grant & Wood Manufacturing Company, Detroit, V. St. A. Die Nut *a* der Hubscheibe *b*, die die hin- und hergehende Bewegung des Spindeltrommelschlittens *c* bewirkt, hat bei *d* (s. die Abwicklung) eine solche Ausbuchtung, daß der Schlitten, nachdem das Werkstück der demnächst in Arbeitstellung gelangenden Spindel gegen einen Anschlag vorbewegt war, etwas zurückbewegt wird, so daß die Schaltbewegung des Spindelkopfes, die von der Scheibe *e* aus erfolgt, nicht durch Reibung des Werkstückes am Anschlag behindert wird.

Kl. 59. Nr. 240022. Injektor. Wilh. Strube, G. m. b. H., Magdeburg-Buckau. Dem Schlabberraum *a* wird durch das Rohr *b* Dampf zugeführt, dessen Spannung geringer ist, als die des Betriebsdampfes. Der sekundäre Dampf bindet den Wasserstrahl und dringt durch seitliche Oeffnungen in die Wasserdüse *c* ein, wobei er zur Vorwärmung des Wassers beiträgt.

Angelegenheiten des Vereines.

Festschrift zur 53sten Hauptversammlung in Stuttgart 1912.

Von der 70 Seiten 4° starken, die Industrie Württembergs behandelnden Festschrift[1]) zur Hauptversammlung Stuttgart sind noch Exemplare vorhanden, die an unsre Mitglieder für 2,50 ℳ postfrei nach Einsendung des Betrages abgegeben werden.

Bildnismappe: Große Männer der Naturwissenschaften und der Technik.

Den Teilnehmern an der Hauptversammlung in Stuttgart ist als Festgabe eine Mappe mit den Bildnissen von

Johannes Kepler, Alfred Krupp, Robert Mayer, Werner Siemens und Max Eyth

überreicht worden. Die Bilder sind in vorzüglicher Ausführung von der Photographischen Gesellschaft, Berlin, in Heliogravüre auf holländischem Büttenpapier hergestellt. Größe 33 × 47 cm.

Diese fünf Bildnisse werden einschließlich der gut ausgestatteten Mappe, soweit der Vorrat reicht, an Mitglieder zum Selbstkostenpreise von 6,50 ℳ einschließlich Porto gegen vorherige Einsendung des Betrages abgegeben.

Mappen mit Figurentafeln aus der Zeitschrift.

In den Figuren der in unserer Zeitschrift veröffentlichten Aufsätze ist ein reichhaltiger Bildungsstoff enthalten, der in dem umfangreichen Text der Zeitschrift zerstreut und bald vergraben ist. Der hohe vorbildliche Wert, den diese Zeichnungen namentlich für Studierende und jüngere Konstrukteure haben, läßt es wünschenswert erscheinen, diese Vorlagen beim Entwerfen auf dem Zeichentisch zur Hand zu haben.

Da diese Wünsche in den letzten Jahren ständig und in erhöhtem Maße laut geworden sind, sollen Tafelmappen herausgegeben werden, die ausgewählte Figuren unserer Zeitschrift, übersichtlich nach Fachgebieten zusammengestellt und mit dem Hinweis auf die Aufsätze, denen sie entnommen sind, versehen, auf Einzelblättern enthalten.

Als Fachgebiete sind zunächst folgende vorgesehen: Maschinenteile, Kraftmaschinen, Stoffkunde und Bearbeitungsmaschinen, Förder- und Hebezeuge, Bauingenieurwesen, Elektrotechnik, Landfahrzeuge, Wasser- und Luftfahrzeuge.

Jede Mappe wird 8 Tafeln eines Fachgebietes enthalten und zum Preise von 1,20 ℳ an Lehrer und Schüler technischer Lehranstalten, von 1,80 ℳ an die Mitglieder unseres Vereines und von 2,40 ℳ an alle übrigen Bezieher abgegeben werden. Außerdem wird auf diese Preise bei Entnahme von

50 Stück derselben Mappe . . . . 10 vH
100 » » » . . . . 15 »
300 » » » . . . . 25 »

Nachlaß gewährt.

Ferner werden zu denselben Preisen Ergänzungsmappen herausgegeben, welche 8 Tafeln aus verschiedenen Fachgebieten enthalten. Die Figuren aus den Aufsätzen unserer Zeitschrift werden zu diesem Zwecke laufend zu Tafeln für die obengenannten Fachgebiete zusammengestellt; sobald 8 solcher Tafeln gefüllt sind, wird eine Ergänzungsmappe herausgegeben, damit diejenigen, die alle Mappen beziehen, die neuesten Tafeln möglichst bald erhalten und sie in ihre Fachmappen einordnen können. Wer nur ein oder einige Fachgebiete bezieht, muß warten, bis eine Mappe seines Gebietes mit 8 Tafeln gefüllt ist.

Wir haben probeweise eine Mappe zusammengestellt, die die Anordnung und Ausstattung der Tafeln zeigt. Diese Mappe kann gegen Einsendung der Versendungskosten von 20 Pfg durch uns bezogen werden.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **119. Heft** erschienen; es enthält:

Arno Seyrich: Ueber die Einwirkung des Ziehprozesses auf die wichtigsten technischen Eigenschaften des Stahles.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 117** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

[1]) vergl. die Aufsätze in Z. 1912 S. 897, 918, 941, 956, 981, 986

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 31. **Sonnabend, den 3. August 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Die Einrichtung des neuen Schwimmdocks der Oesterreichisch-ungarischen Kriegsmarine.[1]

Von **R. Dub**.

Die stetige Zunahme der Abmessungen der Kriegschiffe, welche noch bis vor wenigen Jahren vorgeherrscht hat, erfuhr mit Einführung der sogen. Dreadnoughts eine sprunghafte Steigerung[2]), und auch in Oesterreich-Ungarn mußte man dem von andern Staaten gegebenen Beispiele notgedrungen folgen. Die Marineverwaltung entschloß sich daher vor allem andern zur Erbauung eines Schwimmdocks von 22500 t größter Tragkraft, das im Mai 1911 in Betrieb genommen wurde. Die auch in dieser Zeitschrift[3]) wiederholt angeführten Nachteile eines Trockendocks, insbesondere die verhältnismäßig sehr große Pumparbeit, bildeten die Ursache, daß ein solches im vorliegenden Falle gar nicht in Frage kam. Es ist ja schon bei einem Schwimmdock der Wirkungsgrad, d. i. das Verhältnis der nutzbaren Hubarbeit zur Arbeit in gehobenem Wasser, recht ungünstig, weil nicht nur immer das Eigengewicht des Docks, sondern auch der allerdings stetig abnehmende Wasserballast mitzuheben ist. Die Höhe, um die ein 22500 t-Schiff gehoben werden muß, damit das Pontondeck gerade austaucht, beträgt im vorliegenden Falle 10,3 m und die Nutzarbeit rd. 146000 mt. Dieser steht eine Arbeit von rd. 276000 mt in gehobenem Wasser gegenüber, so daß der Wirkungsgrad nur 53 vH beträgt. Das Verhältnis von Nutzarbeit zu Pumparbeit wird wegen der hydraulischen Verluste in der Pumpe sowie den Saug- und Druckleitungen noch schlechter. Wie aus den Figuren 1 bis 3 ersichtlich ist, ist der Schwimmkörper 178,16 m lang, 42,73 m breit und 18,85 m hoch. Er besteht aus einem 5,18 m hohen und 164,18 m langen Ponton und den beiden aufgesetzten 3,35 m breiten und 133,78 m langen Seitenkasten. Dort, wo sich die Seitenkasten an das Ponton anschließen, sind sie auf 6,85 m verbreitert, während sich die Pontonhöhe, von der Mitte aus gerechnet, von 5,18 m auf 5,03 m an der Verschneidungskante erniedrigt. Das Pontondeck fällt also von der Mitte gegen die Enden um 0,15 m ab, so daß beim Austauchen des Docks dem Wasser Gelegenheit zum Abfluß längs der schrägen Flächen gegeben ist. Eine größere Anzahl von Röhren, die Pontondeck und Boden durchdringen, dienen gleichfalls dem Wasserabfluß und verhindern die sonst beim Ein- und Austauchen des Docks auftretenden starken Wirbelungen des Wassers. Die Seitenkasten sind in einer Höhe von 13,93 m über dem Pontonboden durch das Maschinendeck wasserdicht abgeschlossen. Im Betriebe wird das Ballastwasser niemals so hoch steigen; denn es genügt zum Versenken des Docks eine rd. 7,6 m hohe Füllung. Das Ponton ist durch 5 Längs- und 8 Querschotten in 50 wasserdichte Zellen eingeteilt. In den Figuren 4 bis 6 sind die längsschiffs liegenden Zellen mit *M* (Mittelzellen), *Z* (Zwischenzellen), *S* (Seitenkastenzellen), die querschiffs liegenden mit *A* bis *J* bezeichnet. In jeder durch zwei Buchstaben gekennzeichneten Zelle ist der auszupumpende Inhalt in t bei vollständiger Füllung der Mittel- und Zwischenzellen sowie Füllung der Seitenkastenzellen bis 7,1 m Höhe eingeschrieben. Aus denselben Figuren ist ferner auch die Lage der mit *I* bis *VI* bezeichneten 6 Kreiselpumpen ersichtlich. Die Pumpen *V*, *I*, *II* und *VI* arbeiten auf die mit vollen, *III* und *IV* auf die mit gestrichelten Diagonalen versehenen Zellen. Auf die Eckpumpen entfallen je 5722 cbm, auf die mittleren je 6447 cbm, insgesamt daher 35782 cbm. Diese Wassermenge ist auszupumpen, um ein Schiff von 22500 t Verdrängung, das eben auf den Kielklötzen am Pontondeck aufruht, so weit zu heben, daß das Pontondeck gerade austaucht.

Die Pumpen, welche die angegebenen 35782 t Wasserballast in 4 st bewältigen sollen, sind auf die beiden längs der äußeren Dockwände verlegten Hauptrohrstränge unter Zwischenschaltung von T-Stücken aufgesetzt. Von jeder Zelle ist ein Rohr rechtwinklig zum Hauptrohr geführt und von diesem durch einen eingebauten Schieber absperrbar. Es saugt mit Hülfe eines weitmaschigen Saugkorbes, der mit der Ebene des Dockbodens abschließt. Unter jeder Zelle ist ein aus 2 Z-Eisen und einem Bodenblech gebildetes Rohr von rechteckigem Querschnitte verlegt, welches durch eine Anzahl von im Dockboden ausgesparten Löchern mit der betreffenden Zelle in Verbindung steht. Die zu den Abeilungen *A* und *J* gehörigen Bodenrohre sind unter den wasserdichten Schotten bis zu den benachbarten Zellen der Abteilungen *B* und *H* geführt und stehen dort mit den zugehörigen Saugrohren in Verbindung. Hinter jeder Pumpe befindet sich

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

[2]) In Z. 1905 S. 1295 ist bei dem Dock für Tsingtau bemerkt, daß seine Hubkraft von 16000 t das Gewicht der größten Panzerschiffe um 2000 t übersteigt.

[3]) Z. 1904 S. 1601 und 1908 S. 1261.

Fig. 1 bis 3. Schwimmdock von 22500 t Tragkraft.

ein in die See mündender Absperrschieber, dessen Ausgußöffnung durch eine in Fig. 10 dargestellte Klappe geschlossen wird, die sich bei offenem Schieber und angelassener Pumpe unter dem Wasserdruck selbsttätig öffnet; sie besteht aus einer 15 mm starken und innen mit einer Kautschukeinlage bekleideten Blechplatte, die in Gelenken um einen Bolzen drehbar ist. Das Dock wird durch 12 Einlaßklappen — 6 auf jeder Dockseite — gefüllt, s. Fig. 7 bis 9,

Fig. 4 bis 6. Plan der Zelleneinteilung.

S Seitenkasten-Zellen *Z* Zwischenzellen *M* Mittelzellen *A* Auslaßschieber *E* Einlaßschieber *TS* Trennungsschieber

die ähnlich wie die Auslaßklappen gebaut sind. Sie werden vom Oberdeck aus mittels eines verzinkten Drahtseiles geöffnet, das unten über eine Rolle geführt ist und an dem Ende eines mit der Klappe verbolzten Hebels angreift. Um das Hineinreißen von groben Unreinigkeiten, Fischen usw. zu verhüten, ist die Klappe von einem aus Eisenstäben gebildeten halbrunden Gitter umgeben. Die Einlaßschleusen münden unter Zwischenschaltung eines Absperrschiebers rechtwinklig in die Hauptrohre. In jedes der beiden Hauptrohre sind je 2 Schieber T, Fig. 6, eingebaut, die in Verbindung mit den Auslaßschiebern jeder der Pumpen ermöglichen, auch aus den benachbarten Zellen zu saugen. Eine Verbindung der einen Dockseite mit der andern ist dagegen nicht vorgesehen. Sämtliche Schieber werden vom Oberdeck aus mittels Handrades bedient.

Fig. 7 bis 9. Einlaßklappe.
Maßstab 1 : 30.

Die in jedem Augenblick von den Pumpen, Fig. 11, zu überwindende nutzbare Druckhöhe ist durch den jeweiligen Abstand zwischen dem inneren und dem äußeren Wasserspiegel gegeben. Zur Berechnung dieser Druckhöhe wurde folgender Weg eingeschlagen:

Es herrscht immer dann Gleichgewicht, wenn die Summe aus dem Wasserballast W, dem Eigengewichte des Dockes E und der erforderlichen Hubkraft H gleich ist dem Auftrieb D_1 des Dockkörpers:

$$W + E + H = D_1 \text{ oder } W + E = D_1 - H \quad (1).$$

Die erforderliche Hubkraft H ist aber gleich dem Eigengewichte des Schiffes (im Höchstfalle 22500 t) abzüglich der jeweilig verdrängten Wassermenge, oder seinem Auftrieb D_2:

$$H = 22500 - D_2; \text{ daraus } W + E = D_1 + D_2 - 22500.$$

In dieser Gleichung sind nur das Eigengewicht E des Dockes, und das des zu dockenden Schiffes unveränderlich. Der Wasserballast ändert sich mit dem inneren Wasserstande, die Auftriebe jedoch mit dem äußeren. Der Gleichung (1) entsprechend sind in Fig. 12 einerseits die Beziehungen zwischen Wasserballast + Eigengewicht und dem inneren Wasserstand und anderseits die Beziehungen zwischen Dockauftrieb — Hubkraft und dem äußeren Wasserstand in Kurven I und II eingezeichnet. Der Ursprung des Koordinatennetzes liegt auf Mitte Dockboden, die Gewichte sind als Abszissen von der Dockachse aus nach rechts, die Wasserstände als Ordinaten vom Dockboden nach oben aufgetragen. Die senkrechten

Fig. 10. Kreiselpumpe mit Auslaßklappe.
Maßstab 1 : 50.

Abstände zwischen den beiden Kurven ergeben sofort den gesuchten Unterschied zwischen innerem und äußerem Wasserspiegel.

Die äußeren und inneren Wasserstände 0_a und 0_i entsprechen dem Aufsitzen des Schiffes auf den Kielklötzen, XVIII_a und XVIII_i dem Austauchen des Pontondecks. Von 0 bis XVI' nimmt die Hubkraft von 0 bis 22500 t zu; von

Fig. 11. Kreiselpumpe.
Maßstab 1 : 30.

hier bis Stellung XIX — Dock vollständig ausgepumpt — bleibt die Hubkraft unverändert auf ihrem Höchstwerte.

In Spalte 1 und 2 der Zahlentafel 1 sind die in 18 aufeinander folgenden Stufen auszupumpenden Wassermengen Q und die zugehörigen Druckhöhen H_1 eingetragen. Es ergibt sich die früher erwähnte Gesamtwassermenge von 35780 cbm und eine in Stufe II auftretende größte Druckhöhe von 9,33 m. Diese Wassermenge ist in 4 st zu bewältigen, woraus

eine mittlere Fördermenge von $\frac{35\,780}{14\,400} = 2{,}485$ cbm/sk folgt.

Die mittlere Druckhöhe ist $\frac{4{,}81 + 9{,}33}{2} = 7{,}07$ m.

Legte man der Bemessung der Pumpen die mittleren Verhältnisse zugrunde, so würden sie nur bei diesen mit gutem hydraulischem Wirkungsgrade arbeiten, in allen andern Stufen aber mit ungünstigerem. Es ist theoretisch begründet und durch eine große Anzahl von Versuchen bestätigt, daß eine Kreiselpumpe, die für ein bestimmtes Verhältnis $\frac{q^2}{H_1} = K_1$ mit gutem Wirkungsgrad arbeitet, dies auch für alle andern Verhältnisse tut, die dieselbe Konstante K_1 haben. Dabei ist die Umlaufzahl proportional dem Quadrate der in 1 sk geförderten Wassermenge q und der ersten Potenz der Druckhöhe H_1. Berücksichtigt man ferner, daß die Druckhöhenverluste H' zur Ueberwindung der Bewegungswiderstände in den Rohrleitungen und mit Annäherung auch die in der Pumpe auftretenden hydraulischen Widerstandshöhen proportional sind dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeiten, oder auch dem Quadrate der in 1 sk durchfließenden Wassermengen q, also $\frac{q^2}{H'} = K'$, so ist auch die gesamte Druckhöhe $H = H_1 + H'$ proportional dem Quadrate der in 1 sk geförderten Wassermenge:

$$\frac{q^2}{H} = K \text{ oder } q = K\sqrt{H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Es lohnt sich demzufolge, eine Untersuchung anzustellen, ob es nicht möglich wäre, die Pumparbeit derart einzu-

	1	2	3	4	5	6
Nr.	auszupumpende Wassermenge Q	Druckhöhe wirklich H_1	Druckhöhe angenähert H_2	Wassermenge $q = 0{,}90588\sqrt{H_2}$	Zeiten zu q: $\Delta t = \frac{\Delta Q}{q}$	Zeiten zu q: t
	cbm	m	m	cbm/sk		sk
0	0	8,29	8,29	2,6089	0	0
0'	1000	8,65	8,588	2,6542	379	379
1	1000	8,98	8,886	2,7	375	754
1'	1000	9,25	9,184	2,7448	366	1 120
2	1000	**9,33**	9,482	2,7886	362	1 482
3	2000	9,13	9,2235	2,7503	727	2 209
4	2000	8,95	8,9647	2,7114	738	2 947
5	2000	8,75	8,7058	2,672	748	3 695
6	2000	8,57	8,447	2,632	758	4 453
7	2000	8,33	8,1882	2,5913	774	5 227
8	2000	8,13	7,9294	2,55	786	6 013
9	2000	7,95	7,6706	2,5081	796	6 809
10	2000	7,75	7,4117	2,4655	809	7 618
11	2000	7,5	7,1529	2,422	826	8 444
12	2000	7,2	6,8941	2,3778	838	9 282
13	2000	6,85	6,6353	2,3327	856	10 138
14	2000	6,5	6,3756	2,2872	865	11 003
15	2000	6,175	6,1176	2,24	898	11 901
16	2000	5,8	5,8588	2,192	910	12 811
17	2000	5,13	5,6	2,143	930	13 741
18	1780	5,81	4,4	2,1043	735	14 476
	$\Sigma = 35\,780$ cbm				$\Sigma = 14\,476''$	

Fig. 12. Zeichnerische Ausmittlung der Druckhöhen.

Zahlentafel 1.

7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	Pumpen I und III				Pumpen II, IV, V und VI				
$q_{III} = \frac{6447}{35\,782} q = 0{,}18\,q$	$H_s = 1{,}885\,q_{III}^2$	$H_d = 1{,}355\,q_{III}^2$	$H_{man} = H_2 + H_s + H_d$	n_I	$q_{II} = \frac{5722}{35\,782} q = 0{,}16\,q$	$H_s = 5{,}54\,q_{II}^2$	$H_d = 1{,}355\,q_{II}^2$	$H_{man} = H_2 + H_s + H_d$	n_{II}
cbm/sk	m	m	m	Uml./min	cbm/min	m	m	m	Uml./min
0,47	0,417	0,298	9,005	231	0,417	0,964	0,235	9,484	238
0,478	0,431	0,311	9,330	239	0,424	0,997	0,2435	9.8285	246
0,486	0,445	0,322	9,653	247	0,432	1,035	0,253	10,174	255
0,495	0,4625	0,334	9,9805	257	0,44	1,073	0,262	10,519	265
0.503	0,477	0,344	**10,303**	265	0.446	1,102	0,2695	**10,8535**	272
0,495	0,4625	0,322	10,008	257	0,441	1,078	0,2635	10,5650	266
0,489	0,4505	0,324	9,7392	250	0,434	1,045	0,255	10.2647	257
0,481	0,437	0,314	9,4568	242	0,427	1,011	0,247	9,9638	249
0,474	0,424	0,305	9,176	235	0,421	1,983	0,240	9,670	243
0,467	0,412	0,296	8,8967	228	0,415	0,956	0,233	9,3772	236
0,459	0,397	0,285	8,6114	221	0,408	0,924	0,2255	9,0789	228
0,452	0,385	0,277	8,3326	214	0,4015	0.895	0,219	8,7846	220
0,445	0,374	0,269	8,0547	207	0,395	0,865	0,2115	8,4882	213
0,437	0,3605	0,259	7.7724	200	0,388	0,834	0.204	8,1909	206
0.428	0,346	0,249	7,4891	192	0,3805	0,802	0,1965	7,8926	198
0,420	0,333	0,239	7,2073	185	0,373	0,772	0,189	7,5963	190
0,413	0.322	0,232	6,9305	179	0,36605	0,744	0,1815	7,3020	184
0.404	0,308	0,222	6,6476	171	0,358	0,711	0,174	7,0026	175
0,395	0,294	0.212	6,3648	163	0,3505	0,680	0,1665	6,7053	168
0,387	0,282	0,204	6.086	157	0,343	0,652	0,1595	6,4115	161
0.379	0,271	0,195	5,866	150	0,337	0,630	0,1535	6,1835	155

richten, daß einerseits das Verhältnis $\frac{q^2}{H}$ in allen Stufen unverändert bleibt und anderseits die vorgeschriebene Pumpzeit von 4 st eingehalten wird. Ein Erfolg ist nur dann zu erwarten, wenn die Beziehung zwischen Wassermenge Q und Druckhöhe H_1 eine Kurve ergibt, die sich in einfacher Weise analytisch ausdrücken läßt. Das ist nun der Fall; denn der ausgezogene gebrochene Linienzug, Fig. 13, schließt sich der aus der Zahlentafel übertragenen gestrichelten Kurve recht gut an. Die auftretenden geringen Fehler ergeben sich aus dem Unterschied der Ordinaten H_1 und H_2. In bezug auf die gesamte Pumparbeit ist der Fehler nur 1,5 vH. Die durchzuführende Rechnung läuft auf die Bestimmung der Konstanten in Gl. (2) hinaus. Die in 1 sk geförderte Wassermenge war schon früher mit q, die in der Zeit t geförderte Wassermenge mit Q bezeichnet worden. Aus $q = K\sqrt{H_2}$ und $dQ = q\,dt$ ergibt sich $dQ = K\sqrt{H_2}\,dt$. Die Gleichung der von $Q = 4000$ bis 35 780 cbm reichenden Geraden läßt sich schreiben:

$$H_2 = a - bQ \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3);$$

daraus ist

$$K\int_0^t dt = \int_0^Q \frac{dQ}{\sqrt{a - bQ}}; \quad K\,t\,\Big|_0^{14400} = -\frac{2}{b}\sqrt{a - bQ}\,\Big|_0^{35780};$$

$$K = 0{,}90588 \text{ und } q = 0{,}90588\sqrt{H_2} \quad . \quad . \quad (4).$$

Fig. 13.

Kurven der wirklichen Druckhöhen H_1 (gestrichelt) und der Ersatzdruckhöhen H_2 (ausgezogen) sowie der sekundlichen Wassermengen q in bezug auf Q.

Arbeitsfläche nach gestrichelter Linie . . . . 276 000 mt
» » ausgezogener » . . . . . 272 000 »
Fehler 1.5 vH

Die aus Gl. (4) für verschiedene Werte von H_2 berechneten q sind in Spalte 4 der Zahlentafel 1 eingetragen.

Setzt man H_2 aus Gl. (3) in (4) ein, so erhält man den Zusammenhang zwischen q und Q in Form der Parabel

$$q^2 = 0{,}82012 - 0{,}00010543\,Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

(s. Fig. 13), und setzt man $dt = \frac{dQ}{q}$ in die erste Ableitung der Gleichung (5) ein:

$$2q\,dq = -0{,}00010543\,dQ \quad \text{oder} \quad \frac{dQ}{q} = \frac{-2\,dq}{0{,}00010543} = dt,$$

so ergibt sich

$$t\Big|_{t_{n-1}}^{t_n} = +18969\,q\Big|_{q_n}^{q_{n-1}} \quad \text{und} \quad \Delta t = 18969\,\Delta q$$

als Beziehung zwischen Zeit und sekundlicher Wassermenge.

Die dieser Gleichung entsprechende Gerade ist in Fig. 14 ersichtlich, und die Werte Δt sind in Spalte 5 der Zahlentafel eintragen. Die Ergebnisse gelten nur für die Strecke $Q = 4000$ bis 35780 cbm.

Für den praktischen Betrieb ist ein möglichst gleichmäßiges Absenken des Wasserspiegels in allen Zellen von größter Wichtigkeit; denn eine Querneigung des Docks um nur 1° würde schon einen Höhenunterschied der äußeren Dockkanten von beinahe ³/₄ m ergeben. Es ist ohne weiteres klar, daß aus 2 gleich hoch gefüllten Gefäßen nur dann in gleichen Zeiten gleiche Wassermengen ausfließen, wenn die Bewegungswiderstände in den Abflußrohren einander gleich sind. Die gleichmäßige Entleerung der Zellen ist demnach keineswegs schon dadurch gesichert, daß man die Rohrquerschnitte den Zelleninhalten proportional macht. Bei gegebener Druckhöhe H sind in den Gleichungen

$$dQ_1 = F_1 v_1\,dt \quad \text{und} \quad dQ_2 = F_2 v_2\,dt$$

die Geschwindigkeiten v abhängig von den Durchflußwiderständen, entsprechend den Gleichungen:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \Sigma\zeta_1}}, \quad v_2 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \Sigma\zeta_2}}.$$

Die von den Pumpen entfernt liegenden Rohre müssen deshalb verhältnismäßig größere Querschnitte erhalten als die unmittelbar benachbarten. Die Rohrleitungen werden in bezug auf gleichmäßiges Entleeren der Zellen sehr bequem nach dem Verfahren von Dr.-Ing. Blaeß berechnet. Es besteht im wesentlichen darin, daß jedes Rohr durch eine entsprechend gleiche Mündung ersetzt wird, welche die gleiche Menge durchströmen läßt. Daniel Murgue hatte zur Bemessung von Grubenventilatoren schon im Jahr 1873 eine ähnliche Betrachtungsweise dazu benutzt, um Gruben bezüglich der erforderlichen Wettermenge zu kennzeichnen. Er dachte sich die Grube ersetzt durch eine gleichwertige Oeffnung in dünner Wand und mußte deshalb einen Ausflußkoeffizienten von 0,66 vorsetzen, während Dr. Blaeß in geschickterer Weise eine ideelle Oeffnung mit dem Ausflußkoeffizienten 1 benutzt. Eine mit reichlich gewählten Widerstandskoeffizienten durchgeführte Nachrechnung der Rohrleitung zeigt, daß es zweckmäßig wäre, in zahlreiche Rohre (sie sind in Fig. 6 mit einem Kreuz bezeichnet) einen Widerstand einzuschalten. Dies könnte entweder durch Drosselung der vorhandenen Schieber, oder vielleicht besser noch durch Einlegen von Blechen zwischen zwei Flanschen geschehen. Die Oeffnung im Bleche wäre durch Pumpversuche ein für alle Male festzustellen.

Fig. 14.

Kurven der sekundlichen Wassermengen q und der Umlaufzahlen n in bezug auf die Zeit t.

Die Gerade von $Q = 0$ bis 4000 cbm hat die Gleichung $H_2 = \alpha + \beta Q$. Soll die Konstante k dieselbe bleiben wie früher, so ergibt sich aus Gl. (4): $q^2 = 7{,}7896 + 0{,}0002444\,Q$ und $\Delta t = 8183{,}6\,\Delta q$, Werte, die gleichfalls in den Spalten 4 und 5 der Zahlentafel eingetragen sind. Ebenso sind die Kurvenstücke in die Figuren übertragen.

Die Dauer des Auspumpens ergibt sich mit 14476 sk, also um 76 sk (¹/₂ vH) mehr, als verlangt. Der kleine Unterschied rührt davon her, daß die auf die Mengen $Q = 0$ bis 4000 cbm aufzuwendende Pumpzeit nicht entsprechend der auf sie entfallenden Dauer von 1425 sk, sondern dem stets gleich zu haltenden k gewählt wurde.

Aus der gesamten Förderleistung, von der bisher nur die Rede war, ergibt sich die Leistung jeder Pumpe entsprechend dem Inhalte der von ihr zu bedienenden Zellen. Die sekundlichen Fördermengen sind in den Spalten 7 und 12 eingetragen.

Unter Berücksichtigung der Drosselungen ergibt sich der Druckhöhenverlust zwischen Saugkorb und Mittelpumpe zu ungefähr $H_s = 1{,}885\,q_I^2$ und der zwischen Mittelpumpe und Ausguß zu etwa $H_d = 1{,}355\,q_I^2$. Die manometrische Förderhöhe der Mittelpumpen H_{man} ist gleich $H_2 + H_s + H_d$. Die entsprechenden Werte für die Eckpumpen sind $H_s = 5{,}54\,q_{II}^2$ und $H_d = 1{,}355\,q_{II}^2$. Wie zu erwarten war, sind die Saugwiderstände bei den Eckpumpen viel größer als bei den Mittelpumpen.

Die Werte H_s, H_d und H_{man} sind in den Spalten 8, 9, 10, 13, 14 und 15 der Zahlentafel eingetragen. Die größte manometrische Förderhöhe beträgt bei den Mittelpumpen etwa 10,3, bei den Eckpumpen etwa 10,85 m. Da die Pumpen unmittelbar je von einer Dampfmaschine angetrieben werden sollten, erschien es geraten, über 300 Uml./min nicht hinauszugehen.

Damit sind alle Unterlagen zur Bestimmung der Abmessungen der Pumpen festgelegt, und es braucht nur noch berücksichtigt zu werden, daß die Pumpen auf 2 charakteristi-

schen Parabeln zu arbeiten haben, deren Gleichungen $H_{max\ I\ und\ III} = 40{,}9\ q_I^2$ und $H_{max\ II,\ IV,\ V\ und\ VI} = 54{,}55\ q_{II}^2$ lauten. Kennt man die Charakteristik der Pumpe, d. h. die im Versuchsweg ermittelte Beziehung zwischen Förderhöhe und Fördermenge für irgend eine vorkommende Umlaufzahl, sowie die zugehörigen Wirkungsgrade, so sollen die betreffenden Punkte der charakteristischen Parabeln mit solchen Punkten der Charakteristik zusammenfallen, welche möglichst nahe dem höchsten Wirkungsgrade liegen. Trifft dies bei einer Charakteristik zu, so ist dies auch bei allen andern der Fall. Bei den Eckpumpen ergibt sich für die ungünstigste Stufe 2 eine höchste Umlaufzahl von rd. 272 Uml./min, für die Mittelpumpen von ungefähr 265.

Führt man in die durch eine gebrochene Gerade dargestellte Beziehung zwischen sekundlicher Wassermenge und Zeit die Umlaufzahl ein, die proportional dem Quadrate der sekundlichen Wassermenge ist, so erhält man die Beziehung zwischen Umlaufzahl und Zeit in 2 Parabelstücken. Sie sind in Fig. 14 für die Mittel- und Eckpumpen dargestellt und in den Spalten 11 und 16 der Zahlentafel eingetragen.

Die Kurven geben eine Anweisung, wie die Drosselschieber der Antriebdampfmaschinen jeweilig im normalen Betriebe zu handhaben sind. Ueberdies zeigen sie, daß es unter Verzichtleistung auf günstigen Wirkungsgrad möglich ist, auch bedeutend rascher zu heben, als vorgeschrieben.

(Schluß folgt.)

Der moderne Industriebau in technischer und ästhetischer Beziehung.[1]

Von **Karl Bernhard**.

(Vorgetragen in der 53. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Stuttgart 1912.)

(Schluß von S. 1190)

D) Das innere Tragwerk in baustofflicher und statischer Hinsicht.

Von der Besprechung der in letzter Zeit auch für größere Spannweiten wieder in Aufnahme gekommenen Holzkonstruktionen kann ich Abstand nehmen, da sie in der Industrie gegenüber Eisen und Eisenbeton keine wesentliche Bedeutung haben. In völliger Unabhängigkeit und Unbefangenheit möchte ich jedoch die einander gegenüberstehenden Bauweisen in Eisenbeton und Eisen kurz erörtern. Dabei möchte ich bemerken, daß ich bezüglich des Eisenbetonbaues über eine fast 25 jährige Erfahrung verfüge und die Ehre habe, den V. d. I. im Deutschen Ausschuß für Eisenbeton zu vertreten, und daß ich meine Tätigkeit im Eisenbau als aus der Zeitschrift bekannt voraussetzen darf. Eiserne Stützen und Träger werden auf Fundamenten errichtet. Die Decken werden als Ziegelkappen, Steineisen- oder Eisenbetondecken zwischen die Träger gespannt. Demgegenüber steht die Bauweise, von den Fundamenten an Stützen und Träger nebst Decken in fast homogenem Zusammenhange völlig in Eisenbeton herzustellen. Die Methoden der Ausführung, ebenso die theoretische Erkenntnis des statischen Zusammenhanges im Eisenbeton sind in den letzten Jahren außerordentlich gefördert worden. Der Eisenbeton hat der Industrie hervorragende Dienste geleistet und ist zweifellos bei allen Grundbauten, Stützmauern, Brücken und dergl. unentbehrlich. Namentlich dort hat er einen wirtschaftlichen Vorsprung dem gewöhnlichen Mauerwerk gegenüber, wo der Kies oder Steinschlag in der erforderlichen Güte leicht und Ziegel oder andre Mauersteine schwer zu beschaffen sind. Die behördlichen Vorschriften behandeln zwar beide Bauarten nicht überall ganz gleich; doch lassen sich die Baukosten für eine gegebene Aufgabe nach der einen oder andern Seite hin richtig gegeneinander abwägen. Außer den unmittelbaren Baukosten fallen aber noch folgende Umstände ins Gewicht:

1) Bezüglich der Schnelligkeit der Ausführung auf dem Bauplatze selbst ist der Eisenbau dem Eisenbetonbau im allgemeinen überlegen. Dieser Vorteil geht aber meist bei den langen Lieferfristen der Walzwerke, namentlich in Zeiten der Hochkonjunktur, völlig verloren. Ist hinreichend Zeit zur Vorbereitung des Baues vorhanden, was ja leider in der Praxis sehr selten der Fall ist, so schaden diese langen Lieferfristen nicht. Meist aber räumt die Eisenindustrie selbst durch zu lange Lieferfristen dem Eisenbeton das Feld.

2) Bezüglich der Steifigkeit der Konstruktion ist der Eisenbetonbau dem Eisenbau durchaus nicht überlegen; denn auch hier sind bei größeren Konstruktionen, wie z. B. bei der wohlgelungenen und schönen Ueberdachung des Querbahnsteiges des neuen Leipziger Hauptbahnhofes, die Gelenkkonstruktionen zwecks Minderung der statischen Unbestimmtheit und ihrer Uebelstände (Einfluß der Stützensenkung und der Wärme) eingeführt. Bei sehr lang gestreckten Bauten sind Ausgleichfugen zur Vermeidung von Rissen infolge ungleicher Setzungen und Ausdehnungen dringend zu empfehlen. Bei Geschoßbauten in zusammenhängendem Eisenbeton ist die Steifigkeit mit Leichtigkeit erreicht. Dieselbe Steifigkeit läßt sich aber auch bei dem Eisenbau unter Berücksichtigung aller statischen Einflüsse mit voller Sicherheit herbeiführen, wie es die amerikanischen Wolkenkratzer beweisen.

3) Handelt es sich darum, die Bauhöhen oder Wandstärken der Raumersparnis wegen möglichst einzuschränken, so erzielt man mit dem reinen Eisengerippe in feuersicherer Ummantelung günstigere Lösungen. Den alten Steinkappen ist die Eisenbetondecke und auch die Steineisendecke an Raumersparnis weit überlegen, auch an Gewicht, wodurch sich wiederum Kostenersparnisse ergeben. Dieser Umstand ist in den meisten Fällen die Ursache für den Siegeszug des Eisenbetonbaues.

4) Es gibt aber auch Nachteile, welche aus der gleichmäßig hohen Baustoffestigkeit des Eisenbetons herrühren, nämlich dort, wo es auf die Vermeidung der Uebelstände ankommt, welche die Schallübertragung mit sich bringt, oder wo die Veränderlichkeit des Betriebes die Herstellung von Oeffnungen und Durchschlägen häufiger notwendig macht, überhaupt wo es sich um Abänderung der bestehenden Konstruktion handelt, also bei Erweiterungen und Ausbauten. Und damit muß doch gerade in der raschen Veränderlichkeit der Raumbedürfnisse in der Industrie unumstößlich gerechnet werden. Dann wird der Betonbau stören und Kosten verursachen, weil beim Eisenbeton sich nicht so ohne weiteres Altes mit mit Neuem verbindet und bei schwierigem Abbruch von Bauteilen aus Eisenbeton nur wertloser Schutt übrig bleibt, während Ziegel und Eisen sich noch immer anderweitig verwerten lassen. Der Stahlwerksverband behauptet in seinen bautechnischen Mitteilungen, daß ein für 85000 *M* erbauter Speicher aus Eisenbeton 50000 *M*, d. h. 58 vH des Neuwertes, Abbruch- und Abraumkosten verursacht hat.

5) Dahingegen sind die Unterhaltungskosten, wo die vorgenannten Aenderungsmöglichkeiten ausgeschlossen bleiben, naturgemäß sehr gering.

6) Schließlich ist für den Industriebetrieb Eisenbeton nur dann mit Vorteil zu gebrauchen, wenn die genaue Kenntnis der unsichtbaren Eiseneinlagen und deren statisch

---

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 70 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

meist recht komplizierter Zusammenhang bekannt ist, d. h. wenn zuverlässige Archive während des Baues geschaffen werden, aus denen jederzeit die Bauart, wie sie wirklich ausgeführt ist, festgestellt werden kann. Dann und nur dann unterliegt es keinem Zweifel, daß man nachträgliche Aenderungen und Oeffnungen, auch Belastungsänderungen mit der erforderlichen statischen Sicherheit vornehmen kann.

Jedenfalls ist die Entscheidung, ob Eisen oder Eisenbeton zu wählen ist, nur dem gereiften Urteil des von Unternehmern wirklich unabhängigen Bauingenieurs zu überlassen.

Ein Fall, wo der Eisenbeton zweifellos am Platze ist, scheint mir der Silobau zu sein. Den schwerbelasteten Decken und Wänden ist er mehr gewachsen als jede andre Bauweise. Ein kennzeichnendes Bild geben Fig. 26 bis 28, Z. 1911 S. 425: Silo mit versetzten Taschen und Luftzuführung nach Bauart Mörsch.

Was den Hallenbau betrifft, so kann von einem ernsten Wettbewerb des Eisenbetons für Industriezwecke mit dem Eisenbau nur in den seltensten Fällen und bei mäßigen Spannweiten die Rede sein. Bei größeren Spannweiten ist der Eisenbeton nicht in der Lage, dem raumumschließenden Bedürfnisse des Industriebaues so eng zu folgen, d. h. sich dem notwendigen Raume so eng anzuschmiegen, wie der Eisenbau. Das ist besonders auch bei dem Wettbewerb um die erste Luftschiffhalle in Friedrichshafen zum Ausdruck gekommen. Die Industrie hat keine Veranlassung, mehr Raum zu umschließen, als unbedingt nötig ist. Das ist eben die Raumkunst des Ingenieurs, sich den technischen Forderungen der Industrie aufs engste anzuschmiegen. Einige Beispiele sollen die ungezwungene Anpassung des eisernen Tragwerkes erläutern.

1) Bei den für Schrägretorten erbauten Ofenhäusern, Fig. 25, der bereits erwähnten städtischen Gasanstalt zu Neukölln umschließt vom Boden aus der eiserne Binder frei die Oefen und trägt zugleich Bedienungsflur, Bunker und Förderbänder. Das Tragwerk der Binder ist durch Gelenkanordnungen statisch bestimmt, Bewegungen haben auf die Spannkräfte keinen Einfluß. Der Wind wird in die Ofenfundamente abgeleitet, also für das Haus selbst sind nur sehr kleine Fundamente erforderlich. Die Lüftung erfolgt durch ein mir patentiertes Wippdach, das nach der Windseite leicht geschlossen werden kann.

2) Ein Ofenhaus für Vertikalöfen (D. R. P.) nach Fig. 26 ist zuerst von mir für das Gaswerk Oberspree gebaut worden. Hier ruht das Dach der Konstruktion für Bunker und Transporte mittels Pendel derart auf den Oefen selbst, daß alle senkrechten und wagerechten Bewegungen ohne Erzeugung von Spannungen im eisernen Tragwerk vor sich gehen können. Wand und Ueberdachung der untersten Bedienungsflure enthalten ein Tragwerk, welches zugleich auch die Seitenkräfte aus dem beweglichen Aufbau mit Sicherheit auf den Baugrund überträgt, und zwar wiede-

Fig. 25. Ofenhaus für Schrägretorten.

Fig. 26. Ofenhaus für Vertikalöfen.

Fig. 27 und 28. Bayerische Ueberlandzentrale zu Haidhof bei Regensburg.
Maßstab 1 : 500.

rum unter Mitbenutzung der an sich reichlichen Fundamente der Oefen. Diese Bauart ist sowohl für einreihige als auch zweireihige Oefen ausgeführt.

3) Ein zweireihiges Kesselhaus mit Bunkeraufbau für Braunkohlen zeigt die von mir erbaute Bayerische Ueberlandzentrale zu Haidhof bei Regensburg, Fig. 27 und 28. Es ist zunächst nur für eine Kesselreihe ausgebaut. Hier ist die Raumumschließung auf die notwendigsten Bedürfnisse des Betriebes beschränkt. Die Bunkerkonstruktion stützt sich auf steife Rahmen, welche auch die Seitenkräfte auf die angeschlossenen Seitendächer über den Kesseln aufnehmen und oben die Transportvorrichtungen zur Beschickung der Kohlenbunker tragen. Zu beachten, s. Fig. 28, ist, daß die Ueberdachung für eine zweite Kesselreihe mit Leichtigkeit bei Bedarf, und ohne den Betrieb zu stören, hergestellt werden kann.

Fig. 29. Gießerei von R. Wolf in Magdeburg-Buckau.

Fig. 30.

Wand-Velozipedkran.

Maßstab 1 : 50.

4) An dieses Kesselhaus schließt sich unmittelbar die Maschinenhalle, deren Querschnitt des Luftbedarfes wegen etwas reichlicher ist. Das Tragwerk besteht aus Dreigelenkbogen, die sich in gedrungenem Fachwerk an die gegebene Umgrenzung und die Bedürfnisse des Raumes anschließen und für die Aufnahme der Kranträger schlanke Konsolen in Verbindung mit den spitzlaufenden Binderfüßen aufweisen.

5) Die räumlichen Anforderungen an moderne eingeschossige Montagehallen sind durch die Bedürfnisse des inneren Verkehrs derartig gestiegen, daß aus wirtschaftlichen Gründen dem Eisenbau hier kaum ein Wettbewerb entgegentreten kann. Man betrachte in Fig. 29 die Gießereihalle von R. Wolf in Buckau bei Magdeburg. Sie zeigt eine reiche Ausstattung mit Laufkranen und Wand-Velozipedkranen. Die Krangerüste tragen für sich das Dach; das setzt voraus, daß die Kranbahngerüste für sich standsicher gemacht werden müssen. In welcher Weise diese Wand-Velozipedkrane sich in dem Eisengerüst der Wand einspannen, zeigt Fig. 30.

6) Die Turbinenhalle der AEG in Berlin, s. Fig. 31, ist die neueste Bauart einer modernen Montagewerkstatt. Sie ist künstlerisch, wie auch die Hochspannungsfabrik, von Prof. Behrens, baulich von mir entworfen. Der Hauptsache nach ist sie nichts andres als ein für schwere Kranlasten bestimmtes Eisengerüst, dessen Aussteifung nebenbei Dach und Wand zur Abschließung der Arbeitsräume gegen Wind und Wetter trägt. So ist die Haupthalle mit der zweistöckigen unterkellerten Seitenhalle aufzufassen. Die Höhe der Seitenhalle folgt aus der Verkehrsbedingung, unter den Kranträgern des Erdgeschosses genügend Höhe für Eisenbahn-

Fig. 31.

Querschnitt der Turbinenhalle der AEG zu Berlin.

Güterwagen frei zu lassen und unter den Laufkranen des Obergeschosses 4,9 m Höhe für den Arbeitsbetrieb zu haben.

Die Haupthalle mußte noch höher sein, damit sich die großen Laufkrane von zusammen 100 t Tragfähigkeit 14,5 m über Fußboden bewegen können, um die größten Maschinenteile und Werkstücke frei über die vorhandenen Schwenkkrane, schweren Arbeitsmaschinen und im Zusammenbau befindlichen großen Arbeitstücke hinweg zu heben. Mit diesen Raumforderungen sind, wie bereits angedeutet, erhebliche statische Anforderungen verknüpft. Außer den beiden 50 t-Laufkranen, welche sich mit 2 m/sk Geschwindigkeit bewegen und beim Bremsen das Tragwerk in der Längsrichtung beanspruchen, sind noch Schwenkkrane an jeder Stütze vorhanden. Der Fußboden oben ist für eine normale Nutzlast von 2000 kg/qm, stellenweise von 3500 kg/qm, unten dagegen für eine Nutzlast von 10 t/qm aus Eisenbeton und eisernen Blechträgern konstruiert. Zur Erfüllung der weitestgehenden Lichtbedürfnisse sind alle Wandflächen, soweit sie nicht zur Konstruktion erforderlich waren, aus Glas hergestellt und von den Dachflächen fast ein Drittel mit Oberlicht ausgestattet, das durch Reinigungswagen bedient wird. Die schwerbelasteten Seitenkonstruktionen bilden in den Eisenbetonmassen des Kellerbaues eingespannte steife Rahmen. Der Binderfuß der Haupthalle lagert gelenkig auf diesen Rahmen. Der andre Binderfuß ist, nur um Gründungskosten zu sparen, so tief wie möglich, 1,80 m über Fußboden gelagert. So ist ein unsymmetrischer Dreigelenkbogen entstanden. Die Zuspitzung der Binderstütze trägt der weitestgehenden Raumausnutzung Rechnung. Ebenso sind auch die Kranstiele schräg zum Binderfuß hinuntergeführt und der Schrägung der Binderfüße entsprechend die Glasflächen schräg gestellt. Durch diese Anordnung ist es möglich geworden, den Innenraum bis auf 40 cm hinter der Straßenbauflucht ohne Vorsprünge nutzbar zu machen: bei dem teuren Grund und Boden in Berlin eine wirtschaftliche Lösung, die kaum durch irgend eine andre Bauart hätte herbeigeführt werden können. Uebersichtlichkeit und Durchsichtigkeit des großen Raumes gehen aus Z. 1911 Textblatt 28 deutlich hervor. Diese Anlage nähert sich konstruktiv den Eisengerüsten der **Hellinge**, welche, wie die der Vulcanwerft in Hamburg, die verschiedenartigsten Krane mit Kranbahnen zum Aufbau der Riesenschiffe enthalten. Hier ist die Umkleidung und Ueberdachung vor allem wohl wegen des Höllenlärmes der Nietarbeit nicht angebracht, s. Fig. 32.

Fig. 32. Hellinganlage der Vulcanwerft zu Hamburg.

Mit wenigen Worten sei noch auf die **Fußbodenabdeckung** eingegangen. Das Beste, namentlich für die Schwerindustrie, ist imprägniertes Holzpflaster. Es ist jedoch teuer und erfordert Bauhöhe. Mit Gußasphalt habe ich vorzügliche Erfahrungen bei nicht zu schwerem Verkehr und sachgemäßer Ausführung gemacht. Er ist billig und sehr leicht auszubessern, was vom Zementfußboden nicht behauptet werden kann, der selten ohne Risse bleibt und bei der Abnutzung zur Staubbildung Anlaß gibt. Durch Zusatz von Eisenfeilspähnen zu Zement wird er jedoch für gewisse Zwecke sehr widerstandsfähig. Für die übrigen fugenlosen Fußböden verschiedensten Namens kann ich mich bei Industriebauten bis auf sehr wenige Ausnahmen nicht erwärmen, da bei größeren Flächen die Fugenlosigkeit zu schwer auszubessernden Rissen führt.

Es sei mir gestattet, im Anschluß hieran noch einiges über die **Uebertragung der Geräusche und Schwingungen** hinzuzufügen. Um sie bei Stockwerkbauten zu mildern, isoliert man die Decken von den eigentlichen Gebäuden an ihren Auflagern, auch wohl die Maschinen gegen die Decken oder diese gegen die Wände, mit Kork oder Filzplatten. Zweifellose Erfolge dieser Maßnahmen habe ich nicht gesehen, da die feste Verbindung der Deckenkonstruktion mit dem Gebäude bestehen bleibt und die Schwingungen fortleitet.

Für die Isolierung großer Maschinen gegen den Fußboden werden Fundamente ausgeführt, die möglichst massig und tief in den Baugrund hineinführen, und zwar möglichst tiefer als die umgebenden Hausfundamente. Die Decken und Wände des Gebäudes sind von den Maschinenfundamenten ganz zu trennen. Abgesehen davon werden Gummi-, Filz- oder Korkunterlagen, in der letzten Zeit auch die sogenannten Schwingungsdämpfer vielfach verwendet, und zwar werden diese verschiedenen Isolierverfahren mit mehr oder minder gleichem Erfolge je nach Größe der Schwingungen und Geräusche benutzt. Die Schwingungsdämpfer gewähren jedenfalls den besten Erfolg.

Am schwierigsten ist es, die Schwingungen und Stöße zu dämpfen, welche von großen Maschinenfundamenten, namentlich bei Großgasmaschinen, durch das Erdreich hindurch übertragen werden. Diese Umstände geben zu Störungen der Nachbarschaft und Prozessen häufig Veranlassung. Als Mittel, um die Schwingungen zu unterbrechen, ist das Schlagen von hölzernen Spundwänden zu empfehlen. Die Erkenntnis der Geräusch- und Schwingungsübertragung, insbesondere

die der Fortleitung durch das Erdreich, ist jedoch bis heute leider noch nicht hinreichend praktisch geklärt, da die Mannigfaltigkeit des Baugrundes und der Grundwasserstand dabei eine wichtige Rolle spielen.

Bevor ich nun zum Schluß übergehe, möchte ich Ihre Aufmerksamkeit auf einige konstruktive Gesichtspunkte lenken.

In früheren Zeiten und bei Bauten geringeren Umfanges lagen die bautechnischen Aufgaben in den Händen der Hochbautechniker. Die größte Industrie-Unternehmung, die Verwaltung der preußischen Staatseisenbahnen, hat jedoch meist die erforderlichen Hochbauten mit Ausschluß derer, welche lediglich zu Empfangs- und Verwaltungszwecken errichtet wurden, durch ihre Bauingenieure bearbeiten lassen. Die allgemeinere Anteilnahme der Bauingenieure an den Industriebauten bricht sich erst seit kurzem Bahn, vor allen Dingen, seitdem der Eisenbetonbau an Ausdehnung gewinnt. Früher hat man vielfach die Industrie-Hochbauten mit gemauerten und nach architektonischen Regeln gegliederten Umfassungswänden versehen, welche durch den Maurermeister hergestellt wurden, der dann, falls das Dach für den Zimmermann zu weit gespannt war, den Eisenbauer heranholte, der nach Musterbüchern für Eisenkonstruktionen arbeitete. Solche empirische Betätigung in bautechnischen Fragen der modernen Industrie mit ihren neuzeitlichen Raum- und Lastbedürfnissen führt jedoch nicht zu einer sachgemäßen Lösung. Mit der vielgerühmten Praxis allein ist es nicht getan. Die theoretischen Fortschritte können bei dem heutigen Stande der wissenschaftlichen Technik am allerwenigsten beim Industriebau entbehrt werden.

Ich habe Ihnen nachzuweisen versucht, daß die verschiedensten Gebiete der Bautechnik, die Beurteilung der Fragen des Grund-, Wasser- und Eisenbahnbaues und vor allem der Statik für den konstruktiven Aufbau, die Entfaltung der Tätigkeit des Bauingenieurs erfordern, und zwar des wirklichen Praktikers, der weiß, wo auf Grund wissenschaftlicher Kenntnisse die Grenze der Zulässigkeit liegt, der weiß, wie nahe er an die Grenze herangehen darf, um die Interessen der Industrie zu wahren, d. h. die Kosten zu vermindern, ohne sich der Fahrlässigkeit schuldig zu machen. Der Sicherheitsgrad der Konstruktion muß in allen Einzelheiten der gleiche sein. Jede Verringerung des Sicherheitsgrades an einer einzigen Stelle bildet einen großen wirtschaftlichen Fehler, der, falls er nicht zu äußeren Schäden führt, doch eine innere Schwäche für das gesamte Bauwerk darstellt, die es minderwertig macht. Es handelt sich vor allem um die richtige Erkenntnis der wirtschaftlichsten Bauweise im Fall eines scharfen Wettbewerbes, d. h. darum, die Ueberlegenheit der einen oder andern Bauweise klar zu legen. Das ist nicht möglich durch einfachen kaufmännischen Vergleich der eingezogenen Preisangebote. Spezialkenntnis und langjährige Erfahrung sind nötig, gleichviel ob es sich nur um einfache Decken und Stützen aus Eisen oder Eisenbeton oder um komplizierte Konstruktionen handelt. Die zweckdienliche Wahl der allgemeinen Anordnung, die rationelle Bildung des Tragwerkes und seiner Fundamente, die geschickte Dimensionierung, die Einschränkung der Werkstatt-, Bau- und Montagelöhne und Rüstungen, das Ineinandergreifen der verschiedenartigen Bauarbeiten, kurz alles muß unter dem Gesichtspunkt erfolgen, bei gleicher Standsicherheit Zeit und Geld zu sparen.

Auf einen weiteren Gesichtspunkt möchte ich an dieser Stelle im unmittelbaren Zusammenhange mit der konstruktiven Seite des modernen Industriebaues hinweisen: auf die baupolizeiliche Prüfung und Beaufsichtigung größerer konstruktiver Aufgaben. Daß heute die Tätigkeit der örtlichen Baupolizei in konstruktiver Hinsicht namentlich den Aufgaben der modernen Großindustrie nur zu häufig nicht gewachsen ist, müssen wir wohl offen bekennen. Die Prüfung ist oft sehr oberflächlich und dennoch äußerst zeitraubend. Sie schützt weder vor den Fehlern des Entwurfes, noch vor den Fehlern der Ausführung und fordert gewaltige Opfer durch Zeitverlust.

Dies gilt gegenüber den großen Eisenkonstruktionen, mehr aber noch gegenüber Eisenbetonbauten. Neuerdings sollen auch die Eisenkonstruktionen des Kranbaues, Förderbrücken und dergl. an vielen Orten einer baupolizeilichen Prüfung unterzogen werden, wobei ich bemerke, daß die Prüfung an sich unbedingt eine Notwendigkeit ist, da nach dieser Richtung hin von aufsichtswegen nichts geschehen ist und deshalb im scharfen Wettbewerb nicht nach gleichen Grundlagen entworfen und ausgeführt wird. Aus diesen verschiedenen Gründen geht es so nicht weiter, um so mehr, als bei mehreren Unfällen in der letzten Zeit die Baupolizei versagt hat. Ich habe bereits in dieser Zeitschrift 1910 darauf hingewiesen, daß der Ueberwachungsdienst der Baukonstruktionen anderweitig geregelt werden muß, und zwar müssen an die Stelle der meist aus Architekten bestehenden Baupolizei erprobte Ingenieure der Industrie selbst treten. Ich erlaube mir deshalb, dem Verein deutscher Ingenieure dringend ans Herz zu legen, sich mit dieser Frage zu beschäftigen. Mein Vorschlag geht dahin, die Prüfung und Ueberwachung aller größeren Konstruktionsaufgaben, namentlich des Industriebaues, durch Einrichtungen nach Art der Kesselrevisionsvereine oder durch beeidigte Bauingenieure unbeschadet der übrigen Baupolizeiprüfungen bewirken zu lassen. Die betreffenden Ingenieure müßten in ähnlicher Weise wie die Notare aus der Reihe der Rechtsanwälte ausgesucht und ihre Tätigkeit staatlich geregelt werden. Mit dieser Forderung stehe ich nicht mehr allein; denn auf der diesjährigen Versammlung der Vereinigung höherer Baupolizei-Beamten zu Berlin wurde ein Vortrag über »Baupolizei und Einsturzunfälle« mit der Forderung geschlossen, die baupolizeiliche Prüfung der Konstruktionen müsse aufgehoben werden.

Fig. 33. Windmühle in Delft.

III. Aesthetische Fragen.

Meine Herren, die technischen Erörterungen über den modernen Industriebau möchte ich nicht schließen, ohne auch zu seinen ästhetischen Forderungen als Ingenieur Stellung zu nehmen. Ich darf mich äußerst kurz fassen, da sich nach mir ein führender Meister der Kunst mit diesen Fragen noch eingehend beschäftigen wird. Ich greife nur zurück auf eine der ältesten Industriebauten, auf die holländische Windmühle, s. Fig. 33. Sie hat sich in unserer nordischen ländlichen Heimat eingebürgert, in manchem unter

uns als Knaben die Sehnsucht nach dem Ingenieurberuf erweckt. In herrlichen Meisterwerken ist sie durch die Kunst geweiht, und fast möchte ich sagen jede technische Einzelheit ist mit poetischem Zauber umsponnen. Aus schlichter Technik entsprossen, ist sie durch die Ueberlieferung zu einem Kunstwerk in sich selbst entwickelt. Und nun bitte ich Sie, meine Herren Fachgenossen, als berufene Kritiker zu urteilen, ob an diesem Bauwerk irgend etwas vorhanden ist, was nicht lediglich technisch begründet ist und sich aus der Konstruktion und den zur Verfügung stehenden Baustoffen ganz natürlich ergibt. Ist in dem standsicheren, nach oben sich verjüngenden Aufbau, dem Dach mit dem geneigten, parallel zur Flügelwelle verlaufenden First, seiner Abwalmung zwecks engster Umschließung des erforderlichen Raumes, in dem weit ausladenden Umgang, dem wir vermutlich den technischen Begriff des Kragens und Auskragens verdanken, kurz ist im Einzelnen wie im Ganzen irgend eine architektonische Zutat zu finden? Hat sich hier nicht aus den verschiedenen technischen Möglichkeiten in Form und Stoff ein Werk von vielhundertjähriger Lebenskraft und Schönheit entwickelt? Deshalb gelte auch uns heute noch dieses Bauwerk als das Vorbild für die ästhetische Behandlung des Industriebaues und der modernen Ingenieuraufgaben.

Auf der Hauptversammlung in Frankfurt a. M. 1904 sagte einer, den ich in aufrichtiger Bewunderung gerade hier in seinem Heimatlande erwähne, der uns die Augen für die Poesie der Technik geöffnet hat, unser leider inzwischen dahingeschiedener Dichter-Ingenieur Max von Eyth: »Wir sind unerbittlich an die großen Gesetze der Natur gebunden und müssen wahr sein, ob wir wollen oder nicht.«

Er verlangte, daß wir dem Wahren, Guten und Schönen zugleich dienen. Das Wahre und Gute, meine Herren, ergibt sich aber aus den technischen Grundlagen, aus der Arbeit des Verstandes. In den verschiedenen Gestaltungsmöglichkeiten wird das Schöne aus der Sache selbst lediglich mit Hülfe des kontrollierenden Geschmackes herauswachsen. Muthesius hat Ihnen auf der Hauptversammlung in Wiesbaden 1909 eingehend begründet, daß die Kraft zur schönen Gestaltung der Ingenieurbauten in einer Persönlichkeit vereint sein muß. Die Kontrolle durch den Geschmack muß eben in allen Stadien des Entwerfens und der Berechnung ausgeübt werden, nicht erst nachträglich. Deshalb muß die Kontrolle der Ingenieur selbst bewirken, wobei ihm nötigenfalls der Architekt beratend zur Seite stehen mag. In erster Linie gilt das von den Eisenbauten. Ihre Gestaltung und Linienführung, die Raumumschließung, Dachgruppierung und die Wahl richtiger Verhältnisse bei der Baustoffverteilung im Querschnitt verlangen zugleich die Kenntnis der Statik sowie der technischen Gestaltungsmittel und die Betätigung des guten Geschmackes. Ist das geschehen, so bedarf es auch keiner architektonischen Umhüllung der Konstruktionsteile, soweit sie den Gesetzen der Natur widerspricht, also keiner Augenverblendung. Im modernen Industriebau ist kein Platz für Architekturen und Verkleidungen, die nach abstrakten Gesichtspunkten entworfen sind und erst durch versteckte Konstruktionen des Ingenieurs standfähig gemacht werden müssen. Sie werden mir vielleicht sagen, daß es unmöglich sei, den jungen Ingenieuren den erforderlichen Geschmack oder das ästhetische Gefühl anzuerziehen. Demgegenüber muß ich als Beweis anführen, daß meine persönlichen Erfahrungen in meinem bescheidenen Wirkungskreise mich praktisch vom Gegenteil überzeugt haben. Mit Rücksicht hieraut bedaure ich auch, daß in unserer akademischen Ausbildung für diese Seite unseres Berufes zu wenig Raum vorhanden ist; die Anfertigung von Zeichnungen eines antiken Gebälkes kann doch gewiß nicht zur Bildung des Geschmackes für Eisenkonstruktionen oder Ingenieurbauten der Industrie führen. Es tut bitter not, nach dieser Richtung Wandel zu schaffen.

Wenn man auch über Mittel und Wege verschiedener Ansicht sein kann, die einmütige Forderung des Tages bleibe, die technische und die ästhetische Behandlung des modernen Industriebaues nicht mehr zu trennen. Seien wir dabei eingedenk der Worte Eyths, als eines heiligen Vermächtnisses für uns: »Die höchste Lebensaufgabe des Ingenieurs ist, nicht der Materie zu dienen, sondern sie zu beherrschen«.

Umschnürte Druckkörper aus Eisenbeton mit Hohlräumen.[1])

Von Dr.-Ing. G. Barkhausen, Hannover.

Bei neueren Verbundbauten und in den Veröffentlichungen darüber spielt die schraubenförmige Umschnürung gedrückter Bauteile eine wichtige Rolle. Wiederholt ist durch Versuche nachgewiesen worden, daß diese Art der Bewehrung des Betons wirksamer ist als die mit geraden Längseinlagen; in den Vorschriften des preußischen Arbeitsministeriums über die Berechnung schraubenförmig umschnürter Stützen und sonstiger gedrückter Bauteile ist die höhere Bewertung gegenüber geraden Einlagen mit 100 vH bemessen. Diese allgemeine Beobachtung ist auch rechnungsmäßig zu begründen, was im folgenden geschehen soll.

Bezüglich derartig gebildeter Bauteile ist aber in neuester Zeit noch die weitere Frage aufgeworfen, wie die Wirkung der Umschnürung durch Hohlräume, im Innern der Körper angebracht, beeinflußt wird. Ueber diese Frage scheint die Ansicht verbreitet zu sein, daß solche Hohlräume dem Beton den Weg für das Ausweichen der Quere nach frei machen und so die Wirkung schraubenförmiger Bewehrung aufheben; in dem Considère auf umschnürte Pfähle erteilten Patente findet sich sogar ein Satz, aus dem man folgern könnte, daß umschnürte Pfähle mit erheblichen Hohlräumen dem Patente nicht unterworfen seien, da die Wirkung der Umschnürung aufgehoben sei.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Materialkunde und Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 20 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Im folgenden soll nun die Wirkung schraubenförmiger Bewehrung überhaupt und zugleich ihre Beeinflussung durch Hohlräume im Kern untersucht werden. Die erhaltenen Ergebnisse bieten also ein Mittel, sich über die Leistung umschnürter, längsgedrückter, mehr oder weniger dünnwandiger Rohre im Vergleiche zu vollwandigen Körpern klar zu werden.

Als grundlegende Annahmen der Untersuchung sind die folgenden aufzuführen:

Die Last wird als gleichmäßig verteilt über den Kernquerschnitt der umschnürten, über den vollen Querschnitt der nicht bewehrten Körper eingeführt. Diese Annahme gründet sich darauf, daß die äußere Schale der umschnürten Körper bei Belastung verhältnismäßig früh abgesprengt wird, und darauf, daß für ungleichmäßige Verteilung der Last keine Anzeichen vorliegen.

Weiter werden die bei nicht bewehrten Körpern zur Zerstörung führenden schrägen Scherspannungen nicht verfolgt. Eine wesentliche Wirkung hinreichend enger Umschnürung scheint eben darin zu beruhen, daß die Spannungen auf die verteilte Last und die rechtwinklig dazu stehenden Querspannungen beschränkt, die schrägen Scherspannungen in ihrer gefährlichen Höhe aber ausgeschaltet werden.

Weiter wird der Kern so betrachtet, als ob er von einem vollen Blechmantel umhüllt wäre. Diesem Zustande nähert man sich um so mehr, je enger die Umschnürung ist. Zu weite Umschnürung hebt die Wirkung auf, und von zwei gleichen, gleich schwer bewehrten Körpern ist der mit engerer Umschnürung aus dünnerem Drahte der stärkere. Ist die

Ganghöhe der Umschnürung zu groß, so löst sich die zwischen Umschnürung und Kern wirkende Druckspannung in zu starke Einzelkräfte mit zu großer Teilung der Angriffspunkte auf; der Beton, der mit seinen äußeren Schichten für die Strahlkräfte eine Brücke von Windung bis Windung der Umschnürung bilden muß, wird zu stark auf Biegung in Anspruch genommen, bricht zwischen den Windungen auf und quillt aus, womit die einschnürende Wirkung verloren ist. Man kann nach den angestellten Versuchen annehmen, daß dieser Zustand bei einer Umwicklung eintritt, die etwa ein Viertel des Kerndurchmessers zur Ganghöhe hat.

Da hier allein die Untersuchung der Wirkung der Umschnürung beabsichtigt ist, so wird von der Berücksichtigung von Längsbewehrungen abgesehen. Da ferner nur die Verhältnisse von Längs-, Strahl- und Ring-Spannung untersucht werden sollen, so werden alle die Erscheinungen ausgeschaltet, die mit dem Zerknicken langer gedrückter Körper zusammenhängen.

Das Ziel der Untersuchung ist die Ermittlung der gleichförmig verteilten Last, die die rechtwinklig zu ihr stehenden Spannungen in einer der beiden Richtungen, Strahl oder Umfang, bis zu einem bestimmten, etwa dem als zulässig anzusehenden Grade steigert; nur wenn die der zulässigen Leistung der schraubenförmigen Umwehrung entsprechende Last kleiner ist als die durch die zulässigen Querspannungen im Beton bedingte, soll erstere verfolgt werden. Unter Umständen, namentlich bei Hohlkörpern, ist es auch möglich, die Maßverhältnisse zu ermitteln, die zugleich die zulässige Zugspannung der Bewehrung und die zulässige Querspannung im Beton ausnutzen.

An dieser Stelle mag noch betont werden, daß nur von im Körperquerschnitt kreisförmiger Bewehrung die Rede sein soll, obwohl die preußischen Bestimmungen die rechteckige Umschnürung ihr gleich setzen. Der Unterschied beider wird von dem einzuführenden Sicherheitsgrade wohl stets überdeckt werden. Zweifellos aber hat man in einem rechteckig umschnürten Körper mindere Sicherheit als in dem nach den preußischen Bestimmungen gleichwertigen mit runder Umschnürung. Vergleichende Versuche mit beiden ohne und mit Längseinlagen würden aus naheliegenden Gründen wahrscheinlich ergeben, daß die rechteckige Umschnürung erhebliche Wirkung nur bei gleichzeitigem Vorhandensein von Längseinlagen ausübt. Die Gleichsetzung beider ist nicht gerechtfertigt.

Der Ringteil der Breite dx im Abstande x vom Mittelpunkte trägt auf der Innenseite die Strahl-Zugspannung a, auf der Außenseite $a+da$, im Ringe die Ring-Zugspannung b, außerdem ist jede Flächeneinheit der Ansichtsfläche in Fig. 1 mit dem Längsdrucke p belastet.

Das statische Gleichgewicht des Ringteiles dx liefert:

$$(a+da)(x+dx)\,d\varphi - a\,x\,d\varphi - 2\,b\,dx\sin\frac{d\varphi}{2} = 0,$$

wenn die Dicke des Körpers rechtwinklig zur Bildfläche $= 1$ gesetzt wird. Daraus folgt für sehr kleines $d\varphi$

$$a\,dx + x\,da - b\,dx = 0,\quad d(ax) = b\,dx \quad . \quad (1)$$

und

$$\frac{b-a}{x} = \frac{da}{dx} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2).$$

Fig. 1.

Tiefe = 1

Durch die Belastung p und die Spannungen a und b wird das Ringteilchen unter Berücksichtigung der Zahl m der Querverschiebung um e nach außen verschoben, seine Breite im Strahle nimmt auf $dx+de$, also um de zu, und in der neuen Lage muß es wieder den entsprechenden Ringteil füllen, wenn bei der Verschiebung keine Risse entstanden sein sollen.

Die Spannung a wirkt verbreiternd, b verschmälernd, p als Längsdruck verbreiternd, also entsteht bei der Elastizitätszahl ε des Betons aus der Ringverbreiterung die Elastizitätsgleichung

$$a\frac{dx}{\varepsilon} + \frac{p\,dx}{m\varepsilon} - \frac{b}{m}\frac{dx}{\varepsilon} = de$$

oder

$$a - \frac{b}{m} + \frac{p}{m} = \varepsilon\frac{de}{dx} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (3).$$

Auf die Länge des Ringstückes wirkt a verkürzend, b verlängernd, p verlängernd, also entsteht aus der Längenänderung die Elastizitätsgleichung

$$-\frac{a}{m}\frac{x\,d\varphi}{\varepsilon} + \frac{b\,x\,d\varphi}{\varepsilon} + \frac{p\,x\,d\varphi}{m\varepsilon} = (e+x)\,d\varphi - x\,d\varphi$$

$$-\frac{a}{m} + b + \frac{p}{m} = \varepsilon\frac{e}{x} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (4).$$

Wird Gl. (4) differenziert, so folgt

$$-\frac{da}{m} + db = \varepsilon\frac{x\,de - e\,dx}{x^2}$$

oder nach Teilung durch $x\,dx$

$$\left(-\frac{da}{m} + db\right)\frac{x}{\varepsilon\,dx} = \frac{de}{dx} - \frac{e}{x}.$$

Werden darin $\frac{de}{dx}$ und $\frac{e}{x}$ aus Gl. (3) und (4) eingesetzt, so entsteht

$$\frac{x}{\varepsilon\,dx}\left(db - \frac{da}{m}\right) = \frac{a}{\varepsilon} - \frac{b}{m\varepsilon} + \frac{p}{m\varepsilon} + \frac{a}{m\varepsilon} - \frac{b}{\varepsilon} - \frac{p}{m\varepsilon},$$

$$\frac{m+1}{m}(a-b) = \frac{x}{dx}\left(db - \frac{da}{m}\right)$$

oder

$$\frac{(a-b)(m+1)}{xm} = \frac{db}{dx} - \frac{1}{m}\frac{da}{dx} \quad . \; . \; . \quad (5).$$

Darin wird $a-b$ aus Gl. (2) eingeführt:

$$-\frac{m+1}{m}\frac{da}{dx} = \frac{db}{dx} - \frac{1}{m}\frac{da}{dx},$$

also ist

$$-\frac{da}{dx} = \frac{db}{dx} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6).$$

Differenziert man Gl. (5) und teilt durch dx, so entsteht

$$(m+1)\frac{da}{dx} - (m+1)\frac{db}{dx} = d\left\{\frac{mx}{dx}\left(\frac{db}{dx} - \frac{1}{m}\frac{da}{dx}\right)\right\}$$

$$= m\frac{db}{dx} - \frac{da}{dx} + mx\frac{d^2b}{dx^2} - x\frac{d^2a}{dx^2},$$

oder

$$-2m\frac{db}{dx} - \frac{db}{dx} + 2\frac{da}{dx} + m\frac{da}{dx} = mx\left(\frac{d^2b}{dx^2} - \frac{1}{m}\frac{d^2a}{dx^2}\right).$$

Gl. (6) gibt differenziert

$$-\frac{d^2a}{dx^2} = \frac{d^2b}{dx^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (7).$$

Werden Gl. (6) und (7) in den letzten Ausdruck eingesetzt, so ergeben sie

$$-\frac{db}{dx}(2m+1) - \frac{db}{dx}(2+m) = mx\left(\frac{d^2b}{dx^2} + \frac{1}{m}\frac{d^2b}{dx^2}\right)$$

oder

$$-3(m+1)\frac{db}{dx} = x(m+1)\frac{d^2b}{dx^2},$$

oder

$$-3\frac{db}{dx} = x\frac{d^2b}{dx^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (8).$$

Wird nun $\frac{db}{dx} = z$, $\frac{d^2b}{dx^2} = \frac{dz}{dx}$ gesetzt, so ergibt sich unter Benutzung von Gl. (2) und (6)

$$z = \frac{a-b}{x} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (9)$$

und nach Gl. (8)

$$-3z = x\frac{dz}{dx},\quad -3\frac{dx}{x} = \frac{dz}{z},\quad -3\lg x = \lg z,\quad \lg\frac{1}{x^3} = \lg z.$$

Bezieht man diese Integration auf die Strecken $x = x_0$ bis x, $z = z_0$ bis z, so ist dafür

$$\lg\frac{1}{x^3} - \lg\frac{1}{x_0^3} = \lg z - \lg z_0,\quad \lg\frac{x_0^3}{x^3} = \lg\frac{z}{z_0},\quad \frac{x_0^3}{x^3} = \frac{z}{z_0}$$

und nach Gl. (9)

$$\frac{x_0^3}{x^3} = \frac{a-b}{x z_0},\quad \frac{x_0^3}{x^2} = \frac{a-b}{z_0}.$$

Für $x = x_0$ heiße $a = a_0$, $b = b_0$, so entsteht durch Einsetzen dieser Werte

$$\frac{x_0^3}{x_0^2} = \frac{a_0 - b_0}{z_0},\quad z_0 = \frac{a_0 - b_0}{x_0},$$

und wird das in die letzte Gleichung gesetzt, so entsteht

$$\frac{x_0^3}{x^4} = \frac{(a-b)\,x_0}{a_0 - b_0}, \quad \frac{x_0^3}{x^3} = \frac{a-b}{x}\,\frac{x_0}{a_0 - b_0},$$

also nach Gl. (9) und mit $z = \frac{db}{dx}$:

$$\frac{x_0^3}{x^3} = \frac{x_0}{a_0 - b_0}\,\frac{db}{dx}, \quad db = x_0^2\,(a_0 - b_0)\,\frac{dx}{x^3}$$

und

$$\left[b = -x_0^2\,(a_0 - b_0)\,{}^1\!/\!_2\,\frac{1}{x^2}\right]_{x_0,\,b_0}^{x,\,b}$$

$$b - b_0 = -\frac{x_0^2}{2\,x^2}(a_0 - b_0) + {}^1\!/\!_2\,(a_0 - b_0)$$

$$\left.\begin{aligned} b - b_0 &= -\frac{x_0^2}{2}(a_0 - b_0)\left(\frac{1}{x^2} - \frac{1}{x_0^2}\right) \\ \text{oder} \quad b &= \frac{x^2\,(a_0 + b_0) + x_0^2\,(b_0 - a_0)}{2\,x^2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (10).$$

Nach Gl. (1) ist $d(ax) = b\,dx$, also ist nach Gl. (10)

$$d(ax) = b_0\,dx - \frac{x_0^2}{2}(a_0 - b_0)\left(\frac{dx}{x^2} - \frac{dx}{x_0^2}\right),$$

also

$$\left[ax = b_0 x - \frac{x_0^2}{2}(a_0 - b_0)\left(-\frac{1}{x} - \frac{x}{x_0^2}\right)\right]_{x_0,\,a_0}^{x_1,\,a_1}$$

für die Strecke von x_0 bis x_1, auf der sich a von a_0 bis a_1 ändert.

$$a_1 x_1 - a_0 x_0 = b_0 x_1 - b_0 x_0 - \frac{x_0^2}{2}(a_0 - b_0)\left(-\frac{1}{x_1} - \frac{x_1}{x_0^2} + \frac{1}{x_0} + \frac{x_0}{x_0^2}\right)$$

$$a_1 x_1 - a_0 x_0 = b_0 x_1 - b_0 x_0 + a_0\,\frac{x_0^2}{2\,x_1}$$

$$+ a_0\,\frac{x_1}{2} - a_0\,\frac{x_0}{2} - \frac{a_0\,x_0}{2} - \frac{b_0\,x_0^2}{2\,x_1} - \frac{b_0\,x_1}{2} + \frac{b_0\,x_0}{2} + \frac{b_0\,x_0}{2}$$

$$a_1 x_1 - a_0\,\frac{x_0^2}{2\,x_1} - a_0\,\frac{x_1}{2} = b_0\left(x_1 - \frac{x_0^2}{2\,x_1} - \frac{x_1}{2}\right) \quad . \quad (11),$$

$$b_0 = \frac{2\,a_1\,x_1^2 - a_0\,(x_0^2 + x_1^2)}{x_1^2 - x_0^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12).$$

Wird in Gl. (11) für eine beliebige Stelle statt a_1 wieder a, statt x_1 wieder x eingesetzt, so entsteht

$$ax = \frac{a_0}{2}\left(\frac{x_0^2}{x} + x\right) + \frac{b_0}{2}\left(x - \frac{x_0^2}{x}\right),$$

oder als allgemeiner Ausdruck für a

$$a = \frac{a_0}{2}\left(1 + \frac{x_0^2}{x^2}\right) + \frac{b_0}{2}\left(1 - \frac{x_0^2}{x^2}\right) \quad . \quad . \quad (13).$$

Bedeutet x_0 den Halbmesser des Hohlraumes, so ist für den **vollen Pfahl** $x_0 = 0$ und im Mittelpunkte $a_0 = b_0$, weil beide hier zusammenfallen, folglich nach Gl. (12)

$$b_0 = \frac{2\,a_1\,x_1^2 - b_0\,x_1^2}{x_1^2}, \quad 2\,b_0 = 2\,a_1, \quad b_0 = a_1,$$

also auch $a_0 = a_1$. Beim vollen Pfahl sind also die Strahl- und die Ring-Spannungen überall gleich der an einer Stelle erzeugten Strahlspannung a_1:

$$b_0 = a_0 = a_1 \text{ für vollen Pfahl} \quad . \quad . \quad (14).$$

Für den **hohlen Pfahl** ist x_0 = Halbmesser der Höhlung, a_0 an der Innenfläche $= 0$, also nach Gl. (12)

$$b_0 = \frac{2\,a_1\,x_1^2}{x_1^2 - x_0^2} \text{ für den hohlen Pfahl} \quad . \quad . \quad (15);$$

wird dieser Wert mit $a_0 = 0$ in Gl. (10) eingeführt und dabei zunächst wieder allgemein für a_1 an beliebiger Stelle a, für x_1 ebenso x gesetzt, so entsteht

$$b = b_0\,\frac{x^2 + x_0^2}{2\,x^2} = \frac{2\,a\,x^2\,(x^2 + x_0^2)}{2\,x^2\,(x^2 - x_0^2)} \quad . \quad . \quad . \quad (16),$$

$$b = a\,\frac{1 + \left(\frac{x_0}{x}\right)^2}{1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^2} \text{ für den hohlen Pfahl} \quad . \quad (17)$$

und

$$a = \frac{b\left(1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^2\right)}{1 + \left(\frac{x_0}{x}\right)^2} = \frac{b_0}{2}\,\frac{\left(1 + \left(\frac{x_0}{x}\right)^2\right)\left(1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^2\right)}{1 + \left(\frac{x_0}{x}\right)^2} = \frac{b_0}{2}\left(1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^2\right) \; (18).$$

Die Stelle x_e, wo $e = 0$ wird, wo also eine **Verschiebung der Betonmasse weder nach innen noch nach außen eintritt**, ergibt sich für $e = 0$ aus Gl. (4)

$$-a + bm + p = 0,$$

also nach Gl. (16) und (18)

$$-\frac{b_0}{2} + \frac{b_0}{2}\,\frac{x_0^2}{x_e^2} + m\,\frac{b_0}{2} + m\,\frac{b_0}{2}\,\frac{x_0^2}{x_e^2} + p = 0$$

$$x_e^2\left(-\frac{b_0}{2} + m\,\frac{b_0}{2} + p\right) = -\frac{b_0\,x_0^2}{2} - m\,\frac{b_0}{2}\,x_0^2$$

$$x_e^2 = -\frac{b_0\,x_0^2\,(1 + m)}{-b_0 + m\,b_0 + 2\,p} = \frac{x_0^2\,(1 + m)}{1 - m - \frac{2\,p}{b_0}}$$

$$x_e = x_0\sqrt{\frac{1 + m}{1 - m - \frac{2\,p}{b_0}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19).$$

Die Stelle x_b, wo die Ringspannung b am größten wird, folgt mit

$$\frac{db}{dx} = 0 \text{ und } a_0 = 0 \text{ für den hohlen Pfahl}$$

aus Gl. (10) in der zweiten Gestalt:

$$\frac{db}{dx} = \frac{b_0}{2}\,\frac{1}{dx}\,d\left(1 + \frac{x_0^2}{x_b^2}\right) = -\frac{b_0}{2}\,\frac{x_0^2\,2\,x_b\,dx}{x_b^4\,dx}$$

$$\frac{db}{dx} = 0 = -b_0\,\frac{x_0^2}{x_b^3},$$

was nur für $x_b = \infty$ erfüllt wird. Dafür wird $\frac{d^2b}{dx^2} = +$, also erreicht b einen kleinsten Wert im Unendlichen; ein mathematisch größter Wert von b tritt nicht auf.

Für den **vollen Pfahl** ist $b_0 = a_0 = a_1$ nach Gl. (14), also nach Gl. (10) $\frac{db}{dx} = 0$, somit hat b überall den gleichen Wert, der aus Gl. (10) gemäß $b - b_0 = 0$ mit $b = b_0 = a_1$ folgt. Einen größten oder kleinsten Wert gibt es nicht.

Der größte Wert von a folgt für den **hohlen Pfahl** mit $a_0 = 0$ aus

$$\frac{da}{dx} = \frac{b_0}{2}\,\frac{x_0^2\,2\,x}{x^4}$$

nach Gl. (13),

$$0 = b_0\,\frac{x_0^2}{x^3},$$

was nur für $x = \infty$ erfüllt wird. Ein größter oder kleinster Wert von a tritt somit in mathematischem Sinne innerhalb des Pfahles nicht auf.

Für den **vollen Pfahl** wird mit $a_0 = b_0 = a_1$ nach Gl. (14) gemäß Gl. (13)

$$\frac{da}{dx} = -\frac{a_1}{2}\,\frac{x_0^2\,2\,x}{x^4} + \frac{a_1}{2}\,\frac{x_0^2\,2\,x}{x^4},$$

oder

$$\frac{da}{dx} = 0;$$

also ist a für den ganzen Halbmesser unveränderlich, und zwar nach Gl (13)

$$a = \frac{a_1}{2}\left(1 + \frac{x_0^2}{x^2} + 1 - \frac{x_0^2}{x^2}\right) = a_1,$$

nach Gl. (10)

$$b = \frac{x^2\,(a_1 + a_1)}{2\,x^2} = a_1.$$

Damit sind alle Spannungen auf den an irgend einer bestimmten Stelle x oder x_1 erzeugten Wert $a = a_1$ zurückgeführt, und dieser Wert kann nun aus der **Umschnürung** gewonnen werden. Ist x_1 der Halbmesser der Umschnürung, so ist a_1 die Strahl-Zugspannung in der Mittelebene der Umschnürung im Pfahlumfange; die Ringspannung an dieser Stelle ist $b = b_1$. Die Vergrößerung des Pfahlhalbmessers $e = \varDelta$ aus der Strahl-Zugspannung folgt nach Gl. (4) aus

$$-\frac{a_1}{m} + b_1 + \frac{p}{m} = \varepsilon\,\frac{\varDelta}{x_1}.$$

Ein Strahlzug für den Pfahl bedeutet eine nach innen gerichtete Strahlbelastung der Umschnürung, die eine Verengerung der Umschnürung liefern würde. Die Ringspannkraft für einen Gang der Umschnürung ist bei der Ganghöhe d genau genug $= d\,a_1\,x_1$, die Spannung beim Querschnitt f ist $\frac{d\,a_1\,x_1}{f}$, also die Ringeinengung $x_1\,\frac{d\,a_1\,x_1}{f\,\varepsilon_e}$, worin ε_e die Elastizitätszahl des Eisens ist, Fig. 2. Da $\varDelta$ eine Ver-

Fig. 2.

größerung des Durchmessers war, a_1 als Belastung der Umschnürung nach innen aber eine Einengung der von a_1 gedrückten Umschnürung liefert, so ist $\Delta = -\frac{d\, a_1 x_1^2}{f \varepsilon_e}$ zu setzen. In der Tat wird sich a_1 negativ als Strahl-Druckspannung ergeben, die Umschnürung also gezogen werden. Somit folgt die Beziehung

$$-\frac{a_1}{m} + b_1 + \frac{p}{m} = -\varepsilon \frac{d\, a_1 x_1^2}{x_1 f \varepsilon_e} \quad (20).$$

Nun ist nach Gl. (10)

$$b_1 = \frac{a_0}{2} + \frac{b_0}{2} + \frac{b_0}{2}\frac{x_0^2}{x_1^2} - \frac{a_0}{2}\frac{x_0^2}{x_1^2} \quad . \; . \quad (21).$$

Für den vollen Pfahl ist nach Gl. (14) $a_0 = b_0 = a_1$, also

$$b_1 = \frac{a_1}{2}\left(1 - \frac{x_0^2}{x_1^2}\right) + \frac{a_1}{2}\left(1 + \frac{x_0^2}{x_1^2}\right)$$

oder $b_1 = a_1$, somit für $\varepsilon_e : \varepsilon = n$

$$-\frac{a_1}{m} + a_1 + \frac{p}{m} = -\frac{d\, a_1 x_1}{n f}.$$

Nun muß die Druckspannung der Umschnürung in der Tat die Zugspannung s_e der Umschnürung sein, also

$$-\frac{d\, a_1 x_1}{f} = s_e,$$

folglich

$$a_1 = -\frac{f s_e}{d x_1} \text{ und } -\frac{a_1}{m} + a_1 + \frac{p}{m} = \frac{s_e}{n}$$

oder

$$p = a_1 (1 - m) + s_e \frac{m}{n} \quad . \; . \; . \quad (22),$$

$$a_1 = -\frac{f s_e}{d x_1} = b_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (23).$$

Für den hohlen Pfahl ist $a_0 = 0$, also nach Gl. (12) und (21)

$$b_1 = {}^1\!/_2 \frac{2\, a_1 x_1^2}{x_1^2 - x_0^2}\left(1 + \frac{x_0^2}{x_1^2}\right) = a_1 \frac{x_1^2 + x_0^2}{x_1^2 - x_0^2},$$

und nach Gl. (20)

$$-a_1 + m\, a_1 \frac{x_1^2 + x_0^2}{x_1^2 - x_0^2} + p = -\frac{m\, d\, a_1 x_1 \varepsilon}{f \varepsilon_e}$$

oder

$$p = -a_1 \left\{ m \left(\frac{d\, x_1 \varepsilon}{f \varepsilon_e} + \frac{x_1^2 + x_0^2}{x_1^2 - x_0^2} \right) - 1 \right\}$$

$$= -a_1 \left\{ m \left(\frac{d\, x_1}{n f} + \frac{1 + \left(\frac{x_0}{x_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{x_0}{x_1}\right)^2} \right) - 1 \right\} \quad (24).$$

Die Spannung im Eisen ist wieder Zug:

$$s_e = -\frac{a_1\, d\, x_1}{f}, \quad a_1 = -\frac{f s_e}{d x_1}.$$

Nach Gl. (21) ist für $a_0 = 0$

$$b_1 = \frac{b_0}{2}\left(1 + \frac{x_0^2}{x_1^2}\right);$$

also, da $x_0 < x_1$, $b_0 > b_1$, und da kein größter Wert zwischen beiden liegt, wie oben für den hohlen Pfahl nachgewiesen wurde, so ist b_0 die größte Ringspannung, die vorkommt. Soll der Pfahl höchstens mit s_b Ringdruck gespannt werden, so ist $b_0 = -s_b$ einzuführen, und dann ist nach Gl. (10) und (23)

$$-s_b = \frac{2\, x_1^2}{x_1^2 - x_0^2}\left(-\frac{f s_e}{d x_1}\right), \quad s_b = \frac{2\, x_1 f s_e}{d\,(x_1^2 - x_0^2)},$$

$$d\, x_1^2 s_b - d\, x_0^2 s_b = 2\, x_1 f s_e$$

oder

$$x_0 = \sqrt{x_1 \left(x_1 - \frac{2 f s_e}{d\, s_b}\right)} \quad . \; . \; . \; . \quad (25).$$

Dabei ist nach dem obigen Nachweise

$$b_1 = a_1 \frac{x_1^2 + x_0^2}{x_1^2 - x_0^2} = a_1 \frac{1 + \left(\frac{x_0}{x_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{x_0}{x_1}\right)^2} \quad . \; . \quad (26).$$

Anwendungen.

I. Hohler Pfahl.

Da die Zerstörung der gedrückten Masse in erster Linie von den Querspannungen abhängt, so soll zunächst untersucht werden, wie stark ein mit $d = 8$ cm, $f = \frac{1{,}2^2 \pi}{4} = 1{,}13$ qcm und $s_e = 1000$ kg/qcm umschnürter Pfahl von $x_1 = 14$ cm Halbmesser der Umschnürung belastet, und wie groß der Halbmesser x_0 des Hohlraumes gemacht werden darf, damit die Ringspannung b_0 an der Innenwand den Wert $b_0 = -s_b = -30$ kg/qcm nicht überschreitet. Dabei ist $a_0 = 0$; ferner sind dann b_1 und a_1 zu bestimmen.

Zunächst ist nach Gl. (23)

$$a_1 = -\frac{1{,}13 \cdot 1000}{8 \cdot 14} = -10{,}1 \text{ kg/qcm},$$

ferner nach Gl. (25)

$$x_0 = \sqrt{14\left(14 - \frac{2 \cdot 1{,}13 \cdot 1000}{8 \cdot 30}\right)} = 8{,}0 \text{ cm}.$$

Demnach ist $\frac{x_0}{x_1} = 0{,}57$ und nach Gl. (26)

$$b_1 = -10{,}1 \frac{1 + 0{,}57^2}{1 - 0{,}57^2} = -19{,}8 \text{ kg/qcm},$$

nach Gl. (24)

$$p = +10{,}1 \left\{ 4 \left(\frac{8 \cdot 14}{1{,}13 \cdot 15} + \frac{1 + 0{,}57^2}{1 - 0{,}57^2} \right) - 1 \right\} = 336 \text{ kg/qcm}.$$

Dieser Pfahl könnte also mit $\frac{(28^2 - 16^2)\pi}{4} 336 = P = 139\,000$ kg belastet werden, ohne daß die Umschnürung mit mehr als 1000 kg/qcm gespannt würde und ohne daß die Querspannung im Beton irgendwo den Druck von 30 kg/qcm überschritte. Die Erweiterung des Hohlraumes e_0 folgt aus Gl. (4) für $a = a_0 = 0$, $b = b_0 = -30$ kg/qcm, $p = 336$ kg/qcm, $x = x_0 = 8$ cm. Wird ε für den Beton bei $n = 15$ mit 140000 kg/qcm angenommen und die Ziffer m der Querdehnung wieder $= 4$ gesetzt, so wird nach Gl. (4)

$$-0 - 30 + \frac{336}{4} = 140\,000 \frac{e_0}{8}$$

oder

$$e_0 = +0{,}00308 \text{ cm}.$$

Durch die Belastung wird der Hohlraum also erweitert, folglich die ganze Wandung nach außen gedrückt. An der Außenkante wird die Aufweitung e_1 für $x = x_1 = 14$ cm, $a_1 = -10{,}1$ kg/qcm, $b_1 = -19{,}8$ kg/qcm, $p = 336$ kg/qcm nach Gl. (4) zu bestimmen sein aus

$$+\frac{10{,}1}{4} - 19{,}8 + \frac{336}{4} = \frac{140\,000}{14} e_1,$$

mit $e_1 = 0{,}00667$ cm. Da das Eisen bei $x_1 = 14$ cm Durchmesser der Windung 1000 kg/qcm Spannung erleidet, so muß diese Ausweitung e_1 auch aus $\frac{e_1}{14} = \frac{1000}{\varepsilon_e}$ folgen. In der Tat wird danach für $\varepsilon_e = 15 \cdot 140\,000 = 2\,100\,000$

$$e_1 = \frac{14 \cdot 1000}{2\,100\,000} = 0{,}00667 \text{ cm}.$$

II. Voller Pfahl.

Für den vollen Pfahl ist unter denselben Verhältnissen zunächst $x_0 = 0$, nach Gl. (23) $a_1 = -\frac{1{,}13 \cdot 1000}{8 \cdot 14} = -10{,}1$ kg/qcm, $b_1 = a_1 = -10{,}1$ kg/qcm, und da für diesen Fall $a = b = a_0 = b_0 = a_1$ ist, so haben alle diese Größen den Wert $-10{,}1$ kg/qcm. Nach Gl. (22) ist

$$p = -10{,}1\,(1 - 4) + \frac{1000 \cdot 4}{15} = 297{,}0 \text{ kg/qcm}.$$

Nach Gl. (4) wird

$$\frac{10{,}1}{4} - 10{,}1 + \frac{297}{4} = 140\,000 \frac{e_1}{14} \text{ oder } e_1 = 0{,}00667 \text{ cm}.$$

Auch hier tritt Uebereinstimmung mit dem aus der Reckung der Umschnürung folgenden Werte $\frac{14 \cdot 1000}{2\,100\,000} = 0{,}00667$ cm ein.

Der volle Pfahl trägt im ganzen $P = \frac{28^2 \pi}{4} 297 = 183\,000$ kg, er ist also tragfähiger als der hohle, obwohl er die Querspannung nur mit 10,1 kg/qcm Druck ausnutzt, gegen 30 kg/qcm Druck beim hohlen Pfahle.

III. Der nicht umschnürte Pfahl.

Für den vollen Pfahl ohne Umschnürung ist $x_0 = 0$, $a_0 = b_0 = a_1 = 0$, also $b_1 = 0$ und nach Gl. (10) und (13)

b und $a = 0$. Der Pfahl enthält keine Querspannungen. Will man hier die nur einseitige Beanspruchung des Betons nicht weiter treiben als bei dem hohlen Pfahle mit $b_0 = -30$ kg/qcm, so ist hier $p = 30$ kg/qcm und bei 2 cm Manteldicke die ganze Pfahllast $P = \frac{32^2 \pi}{4} 30 = 24100$ kg. Aehnliche Belastungen wie bei dem umschnürten Pfahle sind hier unbedingt gefährlich.

Zusammenfassung.

Die Anwendung der entwickelten Formeln auf die drei Pfähle gleichen Durchmessers läßt den starken Einfluß der schraubenförmigen Bewehrung schlagend erkennen. Zwar würde man wohl bis zu den als noch ungefährlich berechneten hohen Lasten für die beiden umschnürten Pfähle nicht hinauf gehen, schon deshalb nicht, weil die Ganghöhe von 8 cm und die auf den äußeren Kernschichten ruhende Strahlbelastung von 10,1 kg/qcm wahrscheinlich Ausquellen zwischen den Gängen zur Folge haben würden. Aber auch bei wesentlich geringerer Ausnutzung der möglichen Leistung ist der Vorsprung der umschnürten Pfähle so groß, daß sie wirtschaftlich die besseren bleiben. Der Vergleich der Ergebnisse zeigt zugleich, daß es nicht zutrifft, wenn man in der Anbringung eines Hohlraumes eine Beeinträchtigung der verstärkenden Wirkung der Umschnürung sucht. Das Gegenteil ist bei geeigneter Wahl der Abmessungen richtig; denn bei gleichen Außenmaßen und gleicher Umschnürung kann der volle Pfahl zwar im ganzen höher belastet werden als der hohle, die mögliche Belastung der Querschnittseinheit ist aber bei letzterem um 336 — 297 = 39 kg/qcm oder rd. 13 vH höher; beim hohlen Pfahl ist also die Wirkung der Umschnürung stärker. Macht man die Außenmaße beider Pfahlarten so verschieden, daß sie gleich großen Querschnitt erhalten, also gleich viel kosten, so wird der hohle Pfahl der höher zu belastende sein. Zugleich hat er dann den Vorteil größerer Steifigkeit und den, daß man gleichzeitig die Bewehrung und die Querspannung im Beton beide bis zur zulässigen Grenze ausnutzen kann, was beim vollen Pfahle nur in wenigen besondern Fällen möglich ist.

Diese Ueberlegenheit des hohlen Pfahles macht sich namentlich dann geltend, wenn man im Innern der Körper Leitungen anzubringen hat, also beim Einspülen von Pfählen und bei Stützen in Hochbauten.

Das Wasserkraftwerk „El Molinar" am Jucar.[1]

Von **K. Meyer,** Berlin.

(Schluß von S. 1185)

Die Maschinenanlage, Fig. 19, umfaßt zunächst drei 7200 pferdige Turbinen von J. M. Voith zum Antriebe der großen Siemens-Schuckert-Dynamos und zwei Turbinen für die Erregermaschinen, Fig. 20. Zwei weitere Hauptmaschinen, von denen eine sich bereits bei Voith in Arbeit befindet, werden später aufgestellt werden. Bei der Anordnung der Turbinenanlage, Fig. 21 bis 23, ist der kurze Wasserweg vom Anschluß der Druckrohre an die Turbinenkessel bis zum Unterwasserkanal unter dem Maschinenhause bemerkenswert. Die Baulichkeiten sind hier so entstanden, daß der Fluß zum Gewinnen der Baufläche abgeleitet und das Maschinenhaus über dem alten Flußbett errichtet worden ist, das sodann als Unterwasserkanal ausgebaut werden konnte. Das Gebäude mußte allerdings wegen des schlechten Bodens sehr tief und sorgfältig gegründet werden.

Fig. 19.

Maschinenhalle mit drei 7200 pferdigen Turbinen.

Die Antriebmaschinen der großen Stromerzeuger sind Francis-Zwillingsturbinen in zylindrischen Blechkesseln von 2800 mm l. W. und 18 mm Wandstärke. Sie sollten vertragsgemäß bei 66 m Gefälle, 10,5 cbm/sk Wassermenge und 428 Uml./min 7200 PS leisten. Diese Leistung wurde jedoch bei den Versuchen wesentlich überschritten, hauptsächlich in Folge des Wirkungsgrades, der beträchtlich besser ist, als gewährleistet war. Der örtlichen Verhältnisse wegen sind sogenannte Stirnkesselturbinen verwendet, bei denen das Wasser in Richtung der Achse in den Kessel einströmt. Das kegelige Uebergangstück der Zuleitung und der untere Teil des Kessels sind einbetoniert, wodurch die Turbinen von vornherein eine große Standfestigkeit erhalten haben.

Die liegende Stahlwelle, auf die zwei Laufräder aufgekeilt sind, Fig. 24 bis 28, ist durch einen angeschmiedeten Flansch mit der Dynamowelle gekuppelt. Gegen Verschiebungen in der Achsrichtung sind beide Wellen durch ein Kammlager gesichert, das in einem besondern gußeisernen Gehäuse innerhalb des Kessels angeordnet ist. Dieses Gehäuse ist gegen den Kessel dicht abgeschlossen und von einem unter allen Turbinen hinlaufenden Gang her jederzeit während des Betriebes zugänglich. Das Kammlager hat Ringschmierung und Wasserkühlung. Die Turbine selbst hat

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Wasserbau und Wasserkraftmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 45 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

kein zweites Lager. Etwa 2 t des Wellen- und Laufrädergewichtes werden von dem turbinenseitigen Lager der Dynamomaschine getragen, das ebenfalls mit Wasser gekühlt wird. Diese Lageranordnung gestattet, den ganzen Maschinensatz wesentlich kürzer zu halten, ohne daß er an Zugänglichkeit einbüßt. Sie ist von J. M. Voith in den letzten Jahren öfter und bei noch größeren Maschinen mit gutem Erfolg hinsichtlich leichter Aufstellung und Betriebsicherheit ausgeführt worden. Die Bauart der Francis-Zwillingsturbine im Stirnkessel ist in Europa von der Firma Voith eingeführt worden, die auch das Einsteigrohr, das das innere Lager während des Betriebes zugänglich

Fig. 20. Erregermaschinen.

Fig. 21 bis 23. Turbinenanlage.

Maßstab 1 : 250.

macht, als erste ausgebildet hat. Außer den Turbinen für Molinar sind die Stirnkesselturbinen von J. M. Voith für folgende Anlagen zu erwähnen: Alberto Torres am Piabanha in Brasilien mit drei Turbinen von 5150 PS Leistung bei 50 m Gefälle, Nakaragara in Japan mit drei Turbinen von 3120 PS bei 27,5 m Gefälle, zwei 1900-pferdige Turbinen für die Dshina Water Power Co. in Japan, Straschin-Prangschin mit zwei 720 pferdigen Maschinen, drei Turbinen von 6600 PS bei 80 m Gefälle für die Tinfos-Papierfabrik in Norwegen und drei 5100-pferdige bei 16,9 m Gefälle für das Kraftwerk Lienfos, ebenfalls in Norwegen.

Die Laufräder haben 1000 mm Dmr. und 192 mm Schaufelbreite am Spalt. Sie sind dem hohen Gefäll entsprechend sehr kräftig aus Stahlguß mit 17 eingegossenen Stahlblechschaufeln und für normale Umlaufgeschwindigkeit ausgebildet. Da man hiermit ohnehin die erforderliche Umlaufzahl erreichen konnte, kam die normale Ausbildung der Schaufeln dem Wirkungsgrade zugute. Das Gewicht der umlaufenden Teile — Welle und zwei Laufräder — beträgt 3,9 t.

Die Leitvorrichtung umfaßt 18 drehbare Leitschaufeln aus Temperguß, die durch kurze Schubstangen aus Bronze mit dem Regelring aus Stahlguß verbunden sind und gleichmäßig von ihm bewegt werden. Der Regelring einer jeden der beiden Leitvorrichtungen ist durch zwei Stangen mit einem doppelarmigen Hebel verbunden, der auf der Regelwelle aufgekeilt ist. Die Regelwelle mit den beiden Hebeln ist auf dem Ablaufgehäuse durch ein Bocklager und außerdem im Gehäuseschild der Turbine gelagert. Im Schildlager ist sie in Achsrichtung geführt, und hinter diesem Lager befindet sich die Stopfbüchse zum Abdichten der Regelwelle. Das aus der Stirnwand heraustretende Ende der Regelwelle ist durch Hebel, Welle und Zugstangen mit dem Servomotor verbunden. Die im Wasser arbeitenden Teile des Regelgetriebes, Schaufeln, Bolzen usw. werden von Zeit zu Zeit mit gutem Fett geschmiert, das durch eine Handpresse in die vorgesehenen Schmierlöcher eingedrückt wird.

Alle innerhalb des Kessels liegenden Teile sind so weit geteilt, daß sie nach Lösung des Deckels im Stirnschild auseinander und aus dem Kessel herausgenommen werden können. Die Turbine ist mit den erforderlichen Entleerschiebern und Mannlöchern versehen. Meßgeräte für den in der Turbine herrschenden Ueberdruck und die Luftverdünnung sowie Umlaufmesser sind an der Turbine angebracht. Von dem Zwillingssaugkessel und dem Saugstutzen, der mit einem Fußring auf 360 mm hohen I-Trägern ruht, führt ein Blechsaugrohr von 7 mm Wandstärke zu dem Unterwasserkanal. Das Saugrohr ist mit dem Saugstutzen luftdicht verschraubt und am

oberen Ende mit dem Stutzen zusammen einbetoniert. Diese gute Befestigung wird noch dadurch verbessert, daß die Saugrohre 1 m über dem Unterwasserspiegel mit I-Trägern gestützt werden. Dadurch werden auch Erzitterungen infolge der Wasserströmung vermieden. Die ganze Turbine wiegt ohne Regler und Servomotor rd. 32 t, mit diesen Teilen und sonstigem Zubehör insgesamt 36 t.

Für die Erregermaschinen sind 200-pferdige einfache Spiralturbinen mit gußeisernem Gehäuse von 325 mm Einlaufdurchmesser verwendet, s. a. Fig. 20. Sie weisen ihre Nennleistung bei 66 m Gefälle, 0,3 cbm/sk Wassermenge und 800 Uml./min auf. Das 700 mm weite Speiserohr ist außerhalb des Gebäudes an die beiden zunächstliegenden Hauptrohre angeschlossen, Fig. 21 bis 23. Die Anschlüsse sind mit Drosselklappen versehen, so daß man je nach den Betriebverhältnissen umschalten kann. Die Verteilleitung für die beiden Erregerturbinen ist unter den Fußboden des Maschinenhauses verlegt. Sie ist mit Entleerschieber und Blindflansch für eine später aufzustellende dritte Erregerturbine versehen. Die Paßstücke der schrägliegenden Turbinenstutzen bestehen aus Kupfer. Die Drosselklappen von 470 mm Klappendurchmesser am Einlauf der Erregerturbinen haben Sickerwasserschieber und dazugehörige Ableitungen, so daß die Turbinen in vollständig trocknem Zustande nachgesehen werden können. Das gußeiserne Gehäuse hat 325 mm Einlaufdurchmesser. Es wird durch vier schmiedeiserne Querbolzen versteift. Der Saugkrümmer besteht aus Gußeisen, das Saugrohr aus Blech. Die Stahlwelle läuft in einem Kammlager mit sehr wirksamer und einfacher innerer Kühlung des Kammzapfens. Ein zweites Lager ist durch einen Bock am Saugkrümmer angeschraubt. Ein drittes Lager trägt die Welle zwischen dem Schwungrad und der Bandkupplung. Diese beiden Lager haben Ringschmierung und mit Weißmetall ausgegossene und sich selbsttätig einstellende bewegliche Schalen.

Das Laufrad besteht aus Bronze und hat 500 mm Dmr. am Eintritt. Die Schaufeln sind für geringe Umlaufgeschwindigkeit ausgebildet. Bei der Konstruktion der Laufräder und des Turbinendeckels ist Rücksicht auf einen wirksamen Ausgleich der Achskräfte und auf Entlastung des Kammlagers genommen. Die Leitvorrichtung mit den Drehschaufeln besteht aus Stahlguß. Die Bewegung wird durch Gleitsteine aus Bronze, Regelring und Kurbeln mit Hebeln und Zugstangen vom Regler her übertragen. Die Wände der Leitvorrichtung und die inneren Deckelwandungen sind mit auswechselbaren Bronzeringen und -schalen ausgekleidet. Zur Unterstützung des Reglers dient ein Schwungrad mit voller Scheibe. Das Schwungmoment im Schwungrade der Erregerturbine beträgt rd. 600 kgm². Die Erregerdynamos sind mit den Turbinen durch nachgiebige und isolierende Bandkupplungen der Bauart Zodel-Voith verbunden.

Der Geschwindigkeitsregler für die großen Stirnkesselturbinen besteht aus dem Servomotor mit dem Steuerventil und dem Fliehkraftpendel mit der Rückführung. Der Servomotor, Fig. 29 bis 31, hat einen im Zylinder eingeschliffenen Kolben, wodurch die mit manchen Nachteilen behafteten großen Lederstulpen vermieden sind. Der Servomotor, der unter 15 bis 20 at Oeldruck arbeitet, hat 225 mm Zyl.-Dmr. und 270 mm größten Hub. Er kann bis 1600 mkg Regelarbeit leisten. Das Drucköl wird durch ein Steuerventil mit entlasteter Vorsteuerung auf die beiden Kolbenseiten verteilt. Die Wirkungsweise des Ventiles und der Rückführung geht aus Fig. 32 hervor. Auch die Ventile sind auf Sondermaschinen so genau geschliffen, daß ein vollkommen dichter Metallabschluß erreicht ist. Der vollständig entlastete Ventilstift setzt dem Fliehkraftpendel nur einen verschwindend kleinen Widerstand entgegen. Alle Teile werden durch das als Druckflüssigkeit dienende Oel vorzüglich geschmiert.

Das Fliehkraftpendel[1]), Fig. 33, ist

Fig. 24.

Francis-Zwillingsturbine, gebaut von J. M. Voith.

[1]) D. R. P. 157473.

Fig. 25 bis 28. Francis-Zwillings-

Fig. 28. Stirnansicht mit Regler und Servomotor.

Fig. 27. Querschnitt.

Fig. 29 bis 31.

Drucköl-Turbinenregler für 1600 mkg Regelarbeit.

Maßstab 1 : 30.

normal für 6 bis 20 vH Ungleichförmigkeitsgrad bei 450 Uml./min gebaut. Es hat Schneidengelenke und dadurch so geringe Reibungswiderstände, daß sie durch ein Meßgerät nicht nachgewiesen werden können. Zapfengelenke, die geschmiert werden müßten, sind am Pendel nicht vorhanden. Die große Empfindlichkeit des Pendels muß somit auch beim längsten Dauerbetrieb erhalten bleiben. Der Muffenhub beträgt 70 mm. Eine Oelbremse ist am Pendel nicht vorhanden; es ermöglicht dadurch und durch die leichte Beweglichkeit des Stellganges einen außerordentlich genauen Eingriff bei unbedingter Gleichmäßigkeit der Regelung. Die große Empfindlichkeit des Pendels bedingt aber einen durchaus gleichförmigen und stoßfreien Antrieb, für den sich ein Gummiriemen mit Hanfeinlage am besten eignet.

Die Regler sind mit einer elektrisch vom Schaltbrett her betätigten Vorrichtung zum Aendern der Umlaufzahl ausgerüstet. Die Vorrichtung besteht aus einem Elektromotor, der den mit der Rückführung verbundenen Stützpunkt des Hebels für das Vorsteuerventil verstellt. Dabei ist berücksichtigt, daß nicht etwa durch Spannung von Nebenfedern und dergl. die Empfindlichkeit des Reglers beeinträchtigt wird. Die hier verwendeten Regler wirken in dem Maße, daß die Umlaufzahl der Turbine auf 1 vH Unterschied zwischen voller Belastung und Leerlauf eingehalten werden kann.

Das Drucköl für die Regler liefern Tauchkolbenpumpen, von denen je eine bei den Turbinen aufgestellt ist. Die stehende, mit Windkessel und Oelbehälter zusammengebaute, einfach wirkende Pumpe, Fig 34 und 35, liefert 50 ltr/min Oel von 15 bis 20 at Ueberdruck. Sie wird von der Turbinenwelle durch Riemen mit 250 Uml./min angetrieben. Der Tauchkolben von 60 mm Dmr. und 80 mm Hub ist durch eine Stopfbüchse mit Lederpackung abgedichtet. Am Windkessel ist ein Ueberströmventil angebracht, das auf den gewünschten Druck genau eingestellt werden kann und das überflüssige Oel in den Behälter zurückfließen läßt. Auch an diesem Ventil sind nur Metall-, keine Lederdichtungen verwendet. Durch ein mit der Hand ein- und ausschaltbares Luftansaugeventil schafft sich die Pumpe selbst Luft in den Windkessel. Zur sonstigen Ausrüstung der Windkessel gehören ein Probierventil und ein Druckmesser.

Der Oelbehälter bildet den Grundrahmen für die Pumpe und den Windkessel. Die Pumpe kann daher unmittelbar aus dem Behälter saugen. Das Saugrohr hat unten zur Sicherheit gegen etwaige unvorhergesehene Unreinigkeiten ein Metallsieb als Seiher. Der Behälter ist so bemessen, daß, wenn alle Räume, also Windkessel, Verbindungsrohrleitungen und Servomotor, vollständig mit Oel gefüllt sind, der Oel-

turbine, gebaut von J. M. Voith.

Fig. 25. Längsschnitt.

Fig. 26. Grundriß.

Fig. 32.

Steuerung des Turbinenreglers.

spiegel im Behälter immer noch reichlich über dem Saugkorb steht. Wenn dann der Windkessel die richtige Luftmenge aufgenommen hat, steht der Oelspiegel im Behälter etwa in der Mitte des höchsten oder tiefsten Standes.

In der Maschinenhalle sind eine Oeldruck- und eine Oelrückleitung von reichlichem Querschnitt verlegt, an die alle Pumpen, Regler und Oelbehälter angeschlossen sind.

Fig. 33.

Fliehkraftpendel für den Turbinenregler.

a (Entfernung der Schwerpunkte bei tiefster Muffenlage) = 208 mm

Die einzelnen Anschlußstellen sind durch Ventile von der gemeinsamen Druckleitung absperrbar, und außerdem befindet sich in der gemeinsamen Druck- und Rückleitung je ein Absperrschieber zwischen den einzelnen Sätzen. Infolge dieser Verbindung kann der Regler einer Turbine auch noch im Betriebe bleiben, wenn die Pumpe des Maschinensatzes abgestellt werden muß. Im gewöhnlichen Betriebe reichen drei Pumpen für die Regelung von vier Turbinen vollkommen aus.

Die Regler für die kleineren Spiralturbinen sind ebenfalls selbständige mit Drucköl betriebene Vorrichtungen, deren grundsätzliche Anordnung mit der für die großen Regler übereinstimmt. Die Kolbenpumpe ist hier jedoch durch eine Zahnräderpumpe ersetzt, die im Reglerständer eingebaut ist. Hierdurch ist der Raumbedarf kleiner geworden, Oelleitungen sind vermieden, und die Bedienung ist vereinfacht.

Die Abnahmeversuche an der Turbinenanlage haben außerordentlich günstige Ergebnisse gehabt. Die Messungen sind an der Turbine Nr. 2 ausgeführt worden, deren ganzer Maschinensatz im April 1910 für die Versuche zur Verfügung stand. Die Wassermenge wurde, weil eine Wassermessung im Ober- oder Unterkanal nicht möglich war, in dem Druckrohr in einem Querschnitt gemessen, der 17,5 m unterhalb der Einlaufschütze liegt, und dem ein 15,5 m langes vollkommen zylindrisches Rohrstück vorangeht. Die Wassergeschwindigkeit im Druckrohr wurde durch ein Flügelrad von A. Ott in Kempten an den erforderlichen vorher genau bestimmten Stellen des Rohrquerschnittes gemessen. Hierzu wurde das Flügelrad mittels eines besondern Rohres, das in das Druckrohr senkrecht zu dessen Achse eingeführt wurde, an die gewünschte Stelle gebracht. Das Flügelrad war von dem Wasserbaulaboratorium der Technischen Hochschule in München geeicht, und seine Achse wurde durch ein Führungseisen parallel zur Achse der Rohrleitung gehalten. Die Turbine blieb auch während der Versuche zur Bestimmung des Wirkungsgrades sicherheitshalber unter der Einwirkung des Druckölreglers. Um etwaige vom Regler herbeigeführte kleine Aenderungen in der Stellung der Leitschaufeln auszugleichen, hat man bei jedem Versuche zur Ermittlung der Wassermenge zwei Messungen angestellt, deren mittlere Ergebnisse als maßgebend angesehen werden sollten und auf denen die auf S. 1243 wiedergegebenen Werte beruhen.

Das Gesamtgefälle wurde während der Versuche durch die alle zwei Minuten ausgeführten Ablesungen zweier Beobachter ermittelt, von denen einer den Stand des Oberwasserspiegels, der andre den des Unterwasserspiegels maß. Hierzu wurde ein Punkt A festgelegt, der um die jeweils zu messende Höhe h_o oberhalb des Oberwasserspiegels lag, und ein Punkt B, der 1,6 m unter der Turbinenwelle um die ebenfalls zu messende Höhe h_u oberhalb des Unterwasserspiegels lag. Der Höhenunterschied zwischen A und B betrug 62,2 m, das Gesamtgefälle demnach $H = 62{,}2 + h_u - h_o$. Das Nutzgefälle wurde durch einen am Turbinenkessel 870 mm über der Turbinenwelle angebrachten Druckmesser bestimmt, der vorher bei stillstehender Turbine durch Vergleich mit dem Gesamtgefälle geeicht worden war. Die

Fig. 34 und 35.

Hochdruckpumpe für den Turbinenregler.

Versuche zur Bestimmung des Wirkungsgrades und der Höchstleistung der Turbine.

Nummer des Versuches	Zeit des Versuches	Oeffnung der Leitvorrichtung¹)	oberer Höhenunterschied h_o	unterer Höhenunterschied h_u	Gesamtgefälle $H = 62,2 + h_u - h_o$	Ausschlag des Druckmessers M	Nutzgefälle $h_n = 1,91 + M + h_u$	Gefällverlust in der Leitung	Wasserverbrauch	theoretische Leistung der Turbine	Umlaufzahl der Turbine	Leistung der Dynamo	Wirkungsgrad der Dynamo	Nutzleistung der Turbine	Wirkungsgrad der Turbine	Wasserverbrauch der Turbine, umgerechnet auf $h_n = 66$ m	Leistung der Turbine, umgerechnet auf $h_n = 66$ m
		mm	m	m	m	m	m	m	cbm/sk	PS	Uml./min	KW	vH	PS	vH	cbm/sk	PS
1	11 Uhr 16 Min. bis 11 Uhr 36 Min.	29,0	1,15	3,81	64,86	58,84	64,56	0,30	5,021	4324	426	2294	91,0	3430	79,2	5,070	3530
2	11 Uhr 40 Min. bis 11 Uhr 58 Min.	43,0	1,32	3,72	64,60	58,64	64,27	0,33	7,004	6015	425	3476	93,0	5030	83,6	7,100	5230
3	12 Uhr 4 Min. bis 12 Uhr 20 Min.	52,0	1,47	3,65	64,38	58,28	63,84	0,54	7,935	6765	424	4053	94,9	5820	86,1	8,075	6110
4	12 Uhr 30 Min. bis 12 Uhr 40 Min.	66,5	1,63	3,55	64,12	57,86	63,32	0,80	9,788	8270	425	5054	95,6	7180	86,9	10,000	7650
5	11 Uhr 48 Min. bis 11 Uhr 52 Min.	77,6	1,06	3,48	64,62	58,30	63,69	0,93	—²)	—²)	424	5567	96,0	7880	—²)	—²)	8320

¹) gemessen in der Ebene senkrecht zur Wasserströmung an der Spitze der zugehörigen Leitschaufel.
²) Der Versuch Nr. 5 diente nur dazu, die größte Leistung der Turbine festzustellen.

Eichung ergab das Nutzgefälle $h_n = 1,910 + M + h_u$, worin M den Ausschlag des Druckmessers bezeichnet.

Die Leistung der Turbine wurde durch Belastung des zugehörigen Stromerzeugers mit einem Wasserwiderstande gewonnen. Dabei wurden folgende Wirkungsgrade der Dynamomaschine nach den im Prüffeld ausgeführten Messungen angenommen:

Belastung		1,2	1,0	0,75	0,5	0,25	0,125
Wirkungsgrad	vH	96,5	96,0	94,9	92,7	86,9	76,7

Die Nennleistung der Dynamo beträgt 5625 KW; die Wirkungsgrade gelten für induktionsfreie Belastung.

Durch die Abnahmeversuche waren folgende von J. M. Voith gewährleistete Zahlen nachzuprüfen:

Beaufschlagung	vH	100	80	70	50
Leistung	PS	7200	5900	5150	3460
Wassermenge	cbm/sk	10,5	8,4	7,35	5,25
Wirkungsgrad	vH	78	80	80	75

Die Versuche, bei denen der Stromerzeuger nacheinander mit 2294, 3476, 4053, 5054 und 5567 KW belastet wurde, hatten die in der obenstehenden Zahlentafel zusammengestellten Ergebnisse. Nr. 4 der Versuche entspricht der vertragsmäßigen vollen Belastung der Turbine. Das Nutzgefälle betrug nur 63,3 bis 64,5 m, weil die Versuche zur Zeit der hohen Wasserstände mit Rückstau im Untergraben angestellt worden sind. Bei mittlerem Wasserstande wird indessen das höhere Nutzgefälle erreicht.

Die Versuchsergebnisse, Fig. 36, zeigen die nachfolgend zusammengestellten beträchtlichen Ueberschreitungen der von J. M. Voith gewährleisteten Werte für Leistung und Wirkungsgrad.

Wasserverbrauch der Turbine	Leistung		Wirkungsgrad	
	nach dem Vertrage	wirklich erreicht	nach dem Vertrage	wirklich erreicht
cbm/sk	PS	PS	vH	vH
5,25	3460	3680	75	79,5
7,35	5150	5450	80	84,2
8,4	5900	6370	80	86,0
10,5	7200	7900	78	85,7

Fig. 36.

Versuchsergebnisse der Turbinen des Kraftwerkes Molinar.

Die bei vollständiger Oeffnung des Leitrades erreichte Belastung hat schon bei 63,69 m Nutzgefälle 7880 PS betragen, was einer höchsten Leistung von 8320 PS bei dem betriebsmäßig zu erreichenden Gefälle von 66 m entspricht.

Auch die Versuche zur Bestimmung der Aenderung der Umlaufzahl bei plötzlicher Entlastung, also der Wirkung des Reglers, mußten unter Berücksichtigung des niedrigeren Gefälles von rd. 64 m vorgenommen werden. Die Versuche waren daher unter der Annahme einer Höchstleistung des Stromerzeugers von 4820 KW bei 100, 50 und 25 vH dieser

Nennleistung auszuführen. Es ergab sich bei 4820, 2300 und 1060 KW eine Erhöhung der Umlaufzahl um 10,3, 3,9 und 2,48 vH, während vertragsgemäß 11, 4,5 und 2,75 vH erlaubt waren. Bei diesen Versuchen wurde die Belastung des Stromerzeugers plötzlich durch den selbsttätigen Höchststromausschalter abgeschaltet.

Bei den Versuchen, die Verminderung der Umlaufzahl bei Mehrbelastung zu ermitteln, wurde die auf einen entsprechenden vorher eingestellten Widerstand geschaltete Dynamomaschine plötzlich auf ihre volle Spannung erregt. Nach dem Vertrage durfte die Umlaufzahl nur um 5,5 vH bei 2300 KW = 50 vH der Nennleistung und um 2,75 vH bei 1060 KW = 25 vH der Nennleistung abfallen. Bei den Versuchen ergab sich ein Abfall der Umlaufzahl von nur 4,67 vH bei 2420 und 2,34 vH bei 1120 KW.

Auch diese Versuche hatten also ebenso wie die übrigen weit günstigere Ergebnisse, als gewährleistet waren. Die Firma J. M. Voith hat bei dieser Lieferung wieder bewiesen, daß sie als würdige Vertreterin der deutschen Industrie und Technik im Auslande in erster Reihe steht und die volle Anerkennung aller Fachgenossen zu beanspruchen hat.

Zusammenfassung.

Das Werk nutzt ein Gefälle des Jucar von rd. 66 m aus, das durch eine fast 5 km lange Oberwasserleitung für normal 42 cbm/sk Wassermenge und durch mehrere je 95 m lange Druckrohre gewonnen wird. Nahezu 3 km der Oberwasserleitung sind als Stollen ausgebildet. Die Maschinenanlage umfaßt zunächst drei, im vollen Ausbau fünf Hauptturbinen und drei Erregerturbinen. Die mit 5600 KW-Drehstromerzeugern gekuppelten Francis-Kesselturbinen für 428 Uml./min haben bei den Versuchen eine Leistung von 7880 PS bei voller Leitradöffnung ergeben. Die Wirkungsgrade betrugen 79,5, 84,2, 86,0 und 85,7 vH bei 50, 70, 80 und 100 vH Beaufschlagung. Darstellung der Wehranlage, der Oberwasserleitung, des Wasserschlosses und der Druckrohre, der Turbinenanlage nebst Reglern und sonstigem Zubehör. Bericht über die Abnahmeversuche.

Ueber die Wahl der Wasserturbinengattung in zweifelhaften Fällen.[1]

Von **F. Leubner** in Berlin.

Beim Entwerfen von Turbinenanlagen für die Ausnutzung von Wasserkräften mit hohem Gefälle und verhältnismäßig großer Wassermenge tritt zuweilen der Fall ein, daß unter Berücksichtigung einer zweckmäßigen und wirtschaftlichen Teilung der Gesamtkraft jede der beiden im modernen Wasserturbinenbau ausschließlich angewendeten Bauarten, die Francis-Turbine und die Freistrahlturbine, vom rein turbinentechnischen Standpunkt aus betrachtet angewendet werden kann. Die wirtschaftlich günstigen Umlaufzahlen der Francis-Turbine liegen jedoch in einem solchen Falle meistens infolge des hohen Gefälles für den unmittelbar zu kuppelnden Stromerzeuger zu hoch, da dieser immer für die um rd. 80 vH über der betriebsmäßigen Umlaufzahl liegende Durchgeh-Umlaufzahl der Turbine gebaut und geprüft sein muß, wenn bei einem Versagen der Regelung und dem damit verbundenen Durchgehen der Turbine noch Gewähr für genügende Betriebsicherheit übernommen werden soll. Für die Freistrahlturbine hingegen sind infolge der Wirkungsweise als Druckturbine unter Einhaltung eines günstigen Größenverhältnisses zwischen Laufraddurchmesser und Strahldurchmesser nur entsprechend niedrigere Umlaufzahlen zulässig, die für den Stromerzeuger auch unter Berücksichtigung des Durchgehens der Turbine geeignet sind, und die daher in solchen Fällen allein aus diesem Grunde die Wahl zugunsten der Freistrahlturbine entscheiden. Erklärt sich jedoch der Elektrotechniker mit der Anwendung einer wirtschaftlichen Umlaufzahl sowohl der Francis- als auch der Freistrahl-Turbine für seinen Stromerzeuger einverstanden, so entsteht die Frage, welche Bauart endgültig zu wählen ist, damit die Anlage allen Anforderungen in wirtschaftlicher und technischer Hinsicht Genüge leiste.

Ein lehrreiches Beispiel für einen derartigen zweifelhaften Fall boten die Wasserkraftverhältnisse des Volturno-Werkes bei Neapel, für dessen ersten Ausbau die Lieferungen der gesamten maschinellen und elektrischen Einrichtung im vorjährigen Sommer ausgeschrieben wurden. Es handelte sich hier um die Aufstellung von zwei Betriebs- und einer Aushülfturbine, die je für eine Wassermenge von 3,5 cbm/sk unter einem Nutzgefälle von 190 m zu berechnen und mit einem Drehstromerzeuger entsprechender Leistung für 42 Per./sk unmittelbar zu kuppeln waren. Ein Maschinensatz von gleicher Größe sollte später aufgestellt werden. Für die Uebertragung der gewonnenen Energie nach der rd. 92 km entfernten Stadt Neapel war eine Hochspannung von 60000 V vorgesehen.

Die Bearbeitung der Vorentwürfe ergab die Anwendungsmöglichkeit jeder der beiden Turbinenarten, und zwar kamen für die Francis-Turbine entsprechend der Periodenzahl des Stromerzeugers 420, 630 und 840, für die Freistrahlturbine 315 und ebenfalls 420 Uml./min in Frage. Die Francis-Turbine konnte mit einfachem oder doppeltem Laufrad im Spiralgehäuse oder auch in Verbundanordnung mit zwei Laufrädern in besondern Gehäusen ausgeführt werden, während für die Freistrahlturbine als Ausführungsform das Zwillingsrad mit zwei oder drei Düsen für jedes Rad in Betracht kam. Die Leitung des Volturno-Werkes entschied sich endgültig für die Anwendung der Francis-Turbine. Im folgenden sollen nun die Punkte, die im angeführten und allen ähnlichen Fällen für die Wahl der Bauart von entscheidender Bedeutung sind, einer näheren Betrachtung unterzogen werden.

Nach den Grundregeln der Wirtschaftlichkeit einer Turbinenanlage im allgemeinen muß stets angestrebt werden, die größtmögliche Kraftleistung durch günstigste Ausnutzung des Gefälles und der Wassermenge bei billigsten Anlagekosten und dauernder Betriebsicherheit zu erreichen. Ein Vergleich der höchstens erreichbaren Leistungen der Turbinen beider Bauarten wird, normale Ausführungen vorausgesetzt, stets die Ueberlegenheit der Francis-Turbine infolge der Ausnutzung des Sauggefälles ergeben. Bei Turbinen kleiner und mittlerer Größe ist der Unterschied in der Leistung nur gering, weil das Freistrahlrad möglichst niedrig über dem Unterwasserspiegel aufgestellt werden kann und die Wirkungsgrade der Turbinen beider Bauarten ungefähr gleich hoch liegen. Wenn es sich dagegen um große Einheiten handelt, so kann die Ausnutzung des Sauggefälles durch die Francis-Turbine für die Wirtschaftlichkeit der Anlage von großer Bedeutung sein. Die natürlichen Geländeverhältnisse des Platzes, auf dem das Kraftwerk erbaut werden soll, spielen hierbei eine wichtige Rolle. Beim Volturno-Werke würde beispielsweise das kleinste Freihängen der Freistrahlturbinen über dem Unterwasserspiegel mit Rücksicht auf einen soliden Unterbau und genügend großen Querschnitt des Unterwassergrabens rd. 3 m und die Mehrleistung der Francis-Turbinen gegenüber den Freistrahlrädern durch die Ausnutzung dieser Gefällstufe bei gleicher Wassermenge rd. 300 PS betragen haben. Die Geländeverhältnisse lagen jedoch von Natur aus so, daß die Wellenmitte der Maschinensätze 6,5 m über dem Unterwasserspiegel angeordnet werden mußte, damit man eine geeignete Höhenlage des Maschinenhausbodens zum umliegenden Gelände und zu den Zufahrtstraßen erhielt. Bei der Wahl von Freistrahlturbinen hätte man entweder den Boden des Maschinenhauses entsprechend tiefer legen müssen,

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserkraftmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 20 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

um wenigstens den Gefälleverlust durch das Freihängen auf das kleinste Maß von 3 m zu vermindern, oder man hätte, falls dieses Tieferlegen des Bodens aus den oben genannten Gründen unzulässig war, eben den ganzen Gefälleverlust von rd. 6 m und die daraus hervorgehende Minderleistung des Freistrahlrades von rd. 400 PS in Kauf nehmen müssen Bei diesen Leistungsangaben ist zu berücksichtigen, daß mit den in Rede stehenden großen Einheiten der Francis-Turbinen bis zu 2 vH bessere Wirkungsgrade als mit den Freistrahlrädern erreicht werden konnten. Es ist wohl ohne weiteres klar, daß derartige Leistungsunterschiede die Wirtschaftlichkeit der Anlage in hohem Maße beeinflussen und daher die Anwendung der Francis-Turbine an Stelle des Freistrahlrades als ganz besonders wünschenswert erscheinen lassen.

Aber auch hinsichtlich der Erfüllung der zweiten Bedingung für die Wirtschaftlichkeit muß die Ueberlegenheit der Francis-Turbine anerkannt werden. Die Anlagekosten richten sich, soweit sie für die Maschinen selbst in Betracht kommen, in erster Linie nach der Umlaufzahl. Je höher die Umlaufzahl unter Berücksichtigung genügender Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit gewählt werden kann, desto billiger wird der Maschinensatz. Wenn daher die Anwendung einer hohen und wirtschaftlichen Umlaufzahl bei der Francis-Turbine mit Rücksicht auf den Stromerzeuger möglich ist, so wird sich der Anschaffungspreis immer niedriger stellen als bei der Freistrahlturbine. Dabei sind allerdings weniger die Turbinen- als die Stromerzeugerkosten ausschlaggebend, da die Francis-Turbine in der Konstruktion verwickelter ist als das Freistrahlrad und aus diesem Grunde trotz der höheren Umlaufzahl sogar teurer werden kann als dieses. Bei den Entwürfen für das Volturno-Werk erwies sich die Umlaufzahl von 630 i. d. Min. sowohl für die Francis-Turbine als auch für den Stromerzeuger als die günstigste. Bei 840 Uml./min wurde zwar die Turbine billiger, dafür aber der Stromerzeuger erheblich teurer, da für die Unterbringung der Leistung unter Berücksichtigung der Durchgeh-Umlaufzahl bereits Sonderkonstruktionen notwendig wurden. Die für 420 Uml./min berechneten Maschinensätze mit Francis-Turbinen waren einerseits wegen der ungünstigen hydraulischen Verhältnisse, anderseits wegen des hohen Preises von vornherein ausgeschaltet. Für die Anwendung des Freistrahlrades dagegen lag die Umlaufzahl 420 günstig und wäre bei Wahl dieser Bauart der andern Umlaufzahl 315 vorzuziehen gewesen. Immerhin stellte sich der Preis des Maschinensatzes mit Freistrahlrad von 420 Uml./min noch um rd. 30 vH höher als der des günstigsten Maschinensatzes mit einer Francis-Turbine von 630 Uml./min. Wenn man berücksichtigt, daß es sich im vorliegenden Fall um Preise für den Maschinensatz von mehr als 200000 *M* handelte, so geht aus dem angeführten Preisunterschiede hervor, welchen großen Einfluß die Wahl der höheren Umlaufzahl auf die Anlagekosten haben kann.

Alle diese Vorzüge der Francis-Turbine dürfen jedoch keineswegs für ihre Wahl an Stelle des Freistrahlrades als entscheidend betrachtet werden. Sie haben für die Wirtschaftlichkeit nur dann einen Wert, wenn mit den Turbinen gleichzeitig auch der dritten Bedingung entsprochen und ein genügender Grad von Betriebsicherheit erreicht werden kann. Gerade in dieser Hinsicht ist aber die Francis-Turbine gegenüber dem Freistrahlrad im Nachteil, da sie bei den in Rede stehenden Ausführungen für hohe Gefälle gegen die Einflüsse des Betriebwassers und die Art des Betriebes außerordentlich empfindlich ist.

Schon ein Vergleich der gänzlich verschiedenen Wirkungsweise und der dadurch bedingten Konstruktion der Turbinen beider Bauarten läßt erkennen, daß die inneren Teile der Francis-Turbine schädlichen Einwirkungen des Betriebwassers viel mehr ausgesetzt sind und daher einer entsprechend größeren Abnutzung unterliegen müssen als die des Freistrahlrades. Wenn nun das Betriebwasser durch Sand, Schlamm oder mineralische Bestandteile verunreinigt ist, so bringen diese Fremdkörper infolge der großen Geschwindigkeit, mit der sie bei dem hohen Gefälle durch die Turbine gejagt werden, einen derartig großen Verschleiß aller mit dem Betriebwasser in Berührung kommenden Teile hervor, daß diese trotz sorgfältigster Konstruktion und Verwendung vorzüglicher Baustoffe nach kürzester Zeit erneuert werden müssen. Diese Ausbesserungen erweisen sich nach gewissen Zeiträumen immer wieder als erforderlich, und an eine dauernde Betriebsicherheit ist unter diesen Umständen nicht zu denken. Dasselbe ist natürlich der Fall, wenn das Betriebwasser chemisch verunreinigt ist, da dann die ohnehin stark beanspruchten Baustoffe noch durch die im Wasser enthaltenen Säuren zerfressen werden.

Das Freistrahlrad ist, wie bereits erwähnt, infolge seiner einfacheren Konstruktion und Wirkungsweise als teilweise beaufschlagte Druckturbine gegen diesen zerstörenden Einfluß des verunreinigten Betriebwassers viel weniger empfindlich. Bei den geschilderten Betriebverhältnissen wird sich zwar auch hier ein gewisser Verschleiß der Laufradschaufeln und der Leitvorrichtung geltend machen, jedoch lange nicht in dem Maße und in einer die Betriebsicherheit so stark gefährdenden Weise wie bei der Francis-Turbine. Wenn daher in einem zweifelhaften Falle eine genügende Reinheit des Betriebwassers nicht gewährleistet werden kann, ist die Anwendung der Francis-Turbine selbst bei besonders günstig liegenden Wasserkraftverhältnissen nicht zu empfehlen und das Freistrahlrad wegen seiner größeren Betriebsicheit vorzuziehen.

Beim Volturno-Werk soll es sich laut Angaben der Betriebleitung um reines Quellwasser handeln, so daß kaum eine ernstliche Gefährdung der Betriebsicherheit der dort zur Anwendung kommenden Francis-Turbinen durch Verunreinigungen zu befürchten ist. Immerhin muß auch in solchen Fällen berücksichtigt werden, daß das Wasser einer Turbinenanlage eigentlich niemals vollständig rein ist und in Regenzeiten immer kleinere Mengen von Sand und Schlamm mitführt, die bei dem hohen Gefälle einen äußerst schädlichen Einfluß auf die Betriebsicherheit der Turbinen ausüben können. Durch die Wahl eines zähen, widerstandfähigen Baustoffes, ferner durch geeignete Konstruktionen, wobei besonders auf leichte Auswechselbarkeit der dem Verschleiß ausgesetzten Teile sowie auf die Anwendung der bekannten Außenregelung großer Wert zu legen ist, kann jedoch in solchen Fällen dem angeführten Uebelstande wirksam begegnet werden.

Aber nicht nur Fremdkörper und chemische Stoffe sondern auch die in jedem Wasser enthaltenen Gase können bei gewissen Ausführungen der Francis-Turbine für hohe Gefälle einen großen Verschleiß hervorbringen, von dem insbesondere die Laufradschaufeln sehr stark betroffen werden. Wenn die Umlaufzahl der Francis-Turbine bei hohem Gefälle und großer Wassermenge mit Rücksicht auf die Dynamomaschine verhältnismäßig niedrig gewählt werden muß, so bedingt das unter Einhaltung eines geeigneten Größenverhältnisses zwischen dem Durchmesser und der Eintrittbreite des Laufrades auch eine Herabminderung des Spaltüberdruckes oder des Druckunterschiedes zwischen Ein- und Austritt des Laufrades. Mit andern Worten, die Francis-Turbine nähert sich in ihrer Wirkungsweise der normalen, voll beaufschlagten Druckturbine, bei der der Spaltüberdruck gleich null ist. Das Wasser strömt bei dieser heute kaum noch angewendeten Turbinengattung nur mit der durch das Gefälle erzeugten Geschwindigkeit unter einem bestimmten Eintrittwinkel in die Laufradkanäle ein, wodurch diese nicht voll ausgefüllt werden und die Rückseiten der Schaufeln frei bleiben. Wenn nun bei der Francis-Turbine das Wasser nur mit geringem Druck und der dem hohen Gefälle entsprechenden großen Geschwindigkeit durch die Laufradkanäle strömt, so werden die Kanäle zwar voll ausgefüllt, aber das Wasser hat doch bereits das Bestreben, die erwähnte Arbeitsweise der Druckturbine anzunehmen, und sucht sich daher von der Rückseite der Schaufeln abzulösen. Es bilden sich an dieser Stelle Wirbel, die im Wasser enthaltenen Gase können dadurch teilweise entweichen und greifen im Augenblicke des Ausscheidens die Schaufeln von der Rückseite her in äußerst gefährlicher Weise an. Es entstehen große Abnutzungsstellen, sogar Löcher werden ausgefressen, und das Laufrad muß nach kurzer Betriebdauer ausgewechselt werden. Diese Laufradausführungen der Francis-Turbine mit niedrigem Spaltüberdruck bei hohen Gefällen sind daher selbst bei reinem Betriebwasser einerseits wegen des geringen Grades von Be-

triebsicherheit, anderseits aber auch wegen der ungünstigen Ausnutzung des Kraftwassers und des daraus hervorgehenden schlechten Wirkungsgrades zu verwerfen, und es muß in solchen Fällen die Anwendung der Francis-Verbundturbine erwogen werden. Durch diese Ausführung wird das Gefälle geteilt und in zwei hintereinander geschalteten Laufrädern ausgenutzt, wodurch sich die vorbeschriebenen Nachteile des geringen Spaltüberdruckes vermeiden lassen, da sich für jedes einzelne Laufrad bedeutend günstigere Verhältnisse ergeben. Mit dieser Ausführung der Francis-Turbine kann ein genügender Grad von Betriebsicherheit und ein guter Wirkungsgrad erreicht werden. Dagegen sind die Herstellungskosten insbesondere bei Verwendung von Stahlguß für die beiden Gehäuse und von Bronze für die Laufräder ganz außergewöhnlich hoch, so daß sich in solchen Fällen das Freistrahlrad trotz der niedrigeren Umlaufzahl billiger stellt und deshalb der Verbundturbine vorgezogen wird.

Aus den angeführten Gründen war auch bei dem Entwurf für das Volturno-Werk die niedrigste Umlaufzahl der Francis-Turbine, 420 i. d. Min., unzulässig. Wenn sie mit Rücksicht auf den Stromerzeuger hätte gewählt werden müssen, so wäre die Anlage wahrscheinlich mit Freistrahlrädern ausgeführt worden, da die Vorteile der Francis-Verbundturbine hinsichtlich Größe der Kraftleistung den hohen Herstellungspreis dieser Turbine nicht aufgewogen hätten.

Der vorbeschriebene verderbliche Einfluß des geringen Spaltüberdruckes auf die Betriebsicherheit einer Francis-Turbine für hohes Gefälle kann sich jedoch auch bei Laufradausführungen geltend machen, die von Haus aus für günstige Verhältnisse, also für eine normale Umlaufzahl, entsprechend hohen Spaltüberdruck und große Eintrittbreite entworfen worden sind. Bei jeder Francis-Turbine verringert sich der Spaltüberdruck und damit auch der Wirkungsgrad durch eine teilweise geschlossene Stellung der beweglichen Leitschaufeln und durch die dadurch bedingte schwache Beaufschlagung der Turbine. Wenn nun dieser Zustand längere Zeit andauert, so treten auch hier die gleichen Mißstände wie bei den Laufrädern auf, die von vornherein für einen niedrigen Spaltüberdruck entworfen worden sind. Der Einfluß des Betriebes auf die Wahl der Turbinenbauart ist also in erster Linie davon abhängig, ob während des Betriebjahres mit langandauernden schwachen Belastungen gerechnet werden muß. Dieser Fall tritt gewöhnlich dann ein, wenn das Kraftwerk für Bahnbetrieb dient, da in Zeiten schwächeren Verkehres die Turbinen nur schwach belastet und schwach beaufschlagt sind. Auch unter diesen Umständen ist das Freistrahlrad wegen seiner größeren Betriebsicherheit der Francis-Turbine vorzuziehen. Beim Freistrahlrad können sich die erwähnten Gase aus dem Wasser ohne weiteres an der Luft nach Verlassen der Düse ausscheiden und sind daher für die Turbine selbst vollständig unschädlich.

Von diesen Gesichtspunkten aus muß die Wahl der Francis-Turbine für die Ausnutzung der Volturno-Wasserkraft etwas skeptisch beurteilt werden. Das Werk wird voraussichtlich nur für Bahnbetrieb dienen, und in den Ausschreibebedingungen war ausdrücklich die Gewährleistung des Wirkungsgrades bei $^1/_4$ Beaufschlagung verlangt, was darauf schließen läßt, daß die Betriebleitung mit lang andauernden schwachen Belastungen rechnet. Wenn diese Zustände zufällig mit Regenzeiten zusammenfallen und das Wasser verunreinigt ist, so kann auch bei den dortigen Turbinen die Betriebsicherheit durch übermäßig großen Verschleiß ernstlich gefährdet werden. Allerdings ist durch den aufzustellenden Aushülf-Maschinensatz und durch die Einrichtung einer großen Ausbesserwerkstatt sowie eines reichen Lagers von Ersatzteilen in jeder Weise dafür gesorgt, daß Betriebstörungen vermieden werden. Ein sicheres Urteil darüber, ob die Wahl der Francis-Turbine trotz ihrer großen Vorteile an Stelle des betriebsicheren Freistrahlrades für die dortigen Verhältnisse tatsächlich am Platze war, wird jedoch erst nach Fertigstellung des Werkes auf Grund der Betriebserfahrungen gefällt werden können.

Zusammenfassung.

Wenn die Möglichkeit der Anwendung der Francis- und der Freistrahlturbine für gegebene Gefäll- und Wassermengenverhältnisse rein turbinentechnisch nachgewiesen ist und die in Frage kommenden wirtschaftlichen Umlaufzahlen beider Turbinengattungen auch für den unmittelbar zu kuppelnden Stromerzeuger geeignet sind, so ist die Anwendung der Francis-Turbine an Stelle des Freistrahlrades nur dann zu empfehlen, wenn das Betriebwasser nicht verunreinigt ist und während des Betriebjahres keine langandauernden schwachen Beaufschlagungen der Turbine zu erwarten sind. Andernfalls tritt ein übermäßig großer Verschleiß der inneren Teile der Francis-Turbine auf, durch den die Betriebsicherheit stark gefährdet wird. Die Vorteile der Francis-Turbine hinsichtlich Größe der Kraftleistung und Billigkeit der Anlagekosten gegenüber dem Freistrahlrad dürfen niemals für die Wahl der Bauart als entscheidend betrachtet werden.

Die elektrotechnische Fabrik von Robert Bosch in Stuttgart.

Nachtrag.

Die auf den Seiten 987/88 beschriebene Lüftung ist eine Schreider-Lüftung und nach den Ideen und Angaben des Hrn. Georg Schreider in Hannover ausgeführt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 17. Juni 1912.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 15. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Voigt. Schriftführer: Hr. Fischer.

Anwesend 39 Mitglieder und 34 Gäste, darunter 19 Damen.

Hr. Dipl.-Ing. Matschoß aus Berlin (Gast) hält einen Vortrag:

Aus der Geschichte der deutschen Industrie mit besonderer Berücksichtigung des Bergisch-Märkischen Landes.

Der Redner führt aus, wie für die wirtschaftliche Machtstellung eines Volkes heute der Stand seiner Technik und der auf dieser Technik sich aufbauenden Industrie ausschlaggebend ist. Deshalb müssen alle Faktoren, die die Entwicklung der Tecknik und Industrie begünstigen können, heute im wirtschaftlichen Wettkampfe der Völker eine besonders eingehende Beachtung finden. Alle Fortschritte der Technik aber und der Industrie sind in erster Linie von den Eigenschaften und Fähigkeiten der Menschen abhängig, die in diesem Arbeitsgebiete tätig sind. Man hat, weil sich gerade die Technik in erster Linie mit der materiellen Seite unserer Kultur beschäftigt, sich auch in den der Technik fernerstehenden Kreisen allzusehr daran gewöhnt, die Bedeutung der Persönlichkeit für die Fortschritte der Technik zu gering einzusetzen. Die technische Arbeit hat aber eine ausgesprochen ideale Seite, und um diese zu erkennen, muß man allerdings auch die Menschen zu Worte kommen lassen, die dank ihrer eigenen großen Persönlichkeit, mitten im schaffenden Leben stehend, den idealen Gehalt technischer Arbeit im Zusammenhang mit den Persönlichkeitswerten klar gefühlt und scharf ausgesprochen haben. In diesem Zusammenhang erwähnt der Vortragende vor allem Max Maria von Weber und Max Eyth, die sich heute beide ja über den Kreis der Ingenieure hinaus durch ihre Bücher Freunde erworben haben. In besonders hohem Maße hat auch Eyth die Poesie der Technik erkannt und in einem Vortrag auf der Hauptversammlung unseres Vereines 1904[1]) in künstlerisch überaus ansprechender Form dieser Erkenntnis Ausdruck gegeben. Je tiefer man in die geschichtliche Entwicklung eindringt, um so mehr erkennt man, wie die treibende Kraft für den Fortschritt stets die

[1]) s. Z. 1904 S. 1129.

hingebende Liebe zum Beruf ist. Man soll nie vergessen, daß, so hoch man auch Zeit und Umstände einschätzen mag, doch in der Geschichte der Technik und Industrie auf jeder Seite verzeichnet steht, wie hoch der Wert der Persönlichkeit für alle Erfolge einzusetzen ist.

Der Vortragende geht dann dazu über, in einem kurzen Abriß der Industriegeschichte Deutschlands in den letzten zwei Jahrhunderten die Wahrheit der vorher aufgestellten Erkenntnis nachzuweisen. Er zeigt zunächst, was Friedrich der Große für Preußen und damit auch für Deutschland als Industriebegründer in der zweiten Hälfte des 18. Jahrhunderts geschaffen hat, wie es nur seiner unablässigen Tatkraft, seinem Eindringen in die technischen und industriellen Verhältnisse möglich geworden ist, große Industrien zu begründen und das wirtschaftliche Leben seines Landes zu fördern. Nur wenige weitblickende Männer gab es damals, die den König verstanden und auch selbständig Neues, Großes zu schaffen versuchten. Zu diesen Männern gehörte Peter Hasenclever aus Remscheid, der, am 24. November 1716 geboren, in Solingen die Schule besuchte und dann in einem Stahlhammer eine schwere technische Lehrzeit durchzumachen hatte. Mit 19 Jahren schon ging er auf Reisen und entwickelte sich dann zu einem kühnen Unternehmer, der in aller Herren Länder Geschäfte gründete und für den Absatz der Waren seines Heimatlandes tätig war. Auch der Blick des großen Königs lenkte sich bald auf Hasenclever, und er suchte mit ihm die Leinenindustrie in Schlesien zu entwickeln. Für die Kühnheit, den weiten Blick dieses Remscheider industriellen Unternehmers spricht es vor allem, daß er 1764 nach New York ging, dort Wälder und Eisengruben ankaufte und fünf große Werke gründete, die nur durch die Betrügereien seiner Teilhaber während seiner Abwesenheit in Europa zu Fall gebracht wurden. Auch diese schweren Schicksalsschläge, die ihm zunächst das ganze Vermögen raubten, entmutigten ihn nicht, sondern er harrte weiter in seiner Lebensarbeit, neue Industrien zu begründen, aus.

Im 19. Jahrhundert wurde dann Berlin zu einem Mittelpunkte des ganzen deutschen Maschinenbaues. In besonders hervorragendem Maße hat hier Beuth die Industrie gefördert. Er war es auch, der die erste technische Schule ins Leben rief, das Königliche Gewerbeinstitut in Berlin, aus dem dann die heutige Technische Hochschule hervorgegangen ist. Zu seiner Zeit begannen die großen Industriellen Freund, Egells und dann vor allem Borsig ihre für die Entwicklung deutscher Industrie so maßgebende Tätigkeit.

Im Westen war Friedrich Harkort berufen, in bedeutsamer Weise als Industrieförderer aufzutreten. Er hat mit Kamp zusammen 1819 die Maschinenfabrik in Wetter gegründet, er hat das Puddelverfahren in Deutschland eingeführt und sich vor allem dadurch große Verdienste erworben, daß er keine Kosten scheute, um englische Arbeiter und englische Maschinen nach Deutschland zu ziehen. Ohne Rücksicht auf seine eigenen geschäftlichen Vorteile hat er seine mit so hohen Kosten erworbenen eigenen Erfahrungen dann allen Industriellen zur Verfügung gestellt. Seine Maschinenfabrik wurde zu einer Lehrstätte für den ganzen deutschen Maschinenbau. Eigene große materielle Erfolge konnte er natürlich auf diesem Wege nicht erzielen.

Besonders nahe liegt es ferner, den ausschlaggebenden Wert der Persönlichkeit durch den Hinweis auf die Entwicklung der Firma Fried. Krupp in Essen nachzuweisen, die in diesem Jahr auf ihr hundertjähriges Bestehen zurückblicken kann. Gerade Alfred Krupp, einer der größten Industriellen, die je gelebt haben, ist ein Beweis dafür, welche persönliche Tatkraft dazu gehört, um dauernd so große Erfolge zu erzielen.

Hr. Arnhold macht Mitteilungen über die Verwendung der Elektrizität im Haushalt, über das Schneiden von Metall mittels zahnloser Scheiben und über die Kosten der Ausbesserungen von Automobilen.

Hr. Dr. Jakobi erinnert daran, daß Hr. Aug. Thyssen in diesen Tagen seinen 70. Geburtstag feiert. Der Redner gibt einen Ueberblick über Thyssens Lebensweg und seine bedeutendsten Gründungen.

Vor der Sitzung wurde die Fabrik von Adolf von der Nahmer, Abteilung Alexanderwerk, in Remscheid besichtigt.

Eingegangen 1. Juni 1912.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 1. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Veith. Schriftführer: Hr. Frauendienst.

Anwesend etwa 250 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder H. Wolf und H. Schultes, deren Andenken die Versammlung durch Erheben von den Plätzen ehrt.

Hr. C. Stein spricht über die Entwicklung der Verbrennungsmaschine auf dem Wasser und ihre Verwertung in der Fischerei.

Eingegangen 20. Mai 1912.

Braunschweigischer Bezirksverein.

Sitzung vom 22. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Schlink. Schriftführer: Hr. Zacharias.

Anwesend 38 Mitglieder und 16 Gäste.

Hr. Denecke spricht über Lüftungsprobleme.

Sitzung vom 7. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Schlink. Schriftführer: Hr. Zacharias.

Anwesend 39 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Jokl spricht über die Entwicklung der raumbeweglichen Fördervorrichtungen[1]).

Eingegangen 17. Juni 1912.

Breslauer Bezirksverein.

Sitzung vom 15. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Wagner. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend etwa 125 Damen und Herren.

Hr. Siedamgrotzky hält einen Vortrag: Kreuz und quer durch die Eifel.

Sitzung vom 17. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Wagner. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend 30 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Petersen spricht über Röhrenkessel im allgemeinen.

Eingegangen 20. Mai 1912.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 9. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Schulte.

Anwesend 50 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Gottlieb Röser, zu dessen Ehren sich die Versammlung von ihren Plätzen erhebt.

Hr. Kgl. Bauinspektor a. D. Thierbach aus Bochum (Gast) spricht über moderne Industriebauten[2]).

[1]) Vergl. Z. 1908 S. 121.
[2]) Vergl. T. u. W. 1910 S. 521.

Bücherschau.

Die Durchgeistigung der deutschen Arbeit. Jahrbuch des Deutschen Werkbundes 1912. Jena 1912, Eugen Diederichs. 116 S. mit 109 z. T. farbigen Tafeln. Preis 2 *M*.

Jeder Ingenieur arbeitet an der Durchgeistigung der deutschen Arbeit, soweit darunter die industrielle Arbeit verstanden wird; er wird mit lebhaftem Interesse nach einem Buche greifen, das diese Aufgabe behandelt und ihre Darstellung als »Wege und Ziele, in Zusammenhang von Industrie, Handwerk und Kunst« näher bezeichnet. Und wer die Entwicklung und die Arbeiten des Deutschen Werkbundes aufmerksam verfolgt hat, vertieft sich mit wachsender Anteilnahme in die lebendigen Schilderungen, welche die Bestrebungen zur Veredelung der Arbeit und des Geschmackes deutscher Industrieller, Kaufleute, Handwerker und Künstler sehr anschaulich schildern.

Der Direktor des Kgl. Kunstgewerbemuseums in Berlin, Jessen, bespricht die Beziehungen zwischen dem Werkbund und den Großmächten der deutschen Arbeit. Er betont die

Wichtigkeit der Stunde: »Seit einem Jahrzehnt stehen wir im Entscheidungskampf um einen zeitgemäßen Ausdruck unseres nationalen Lebens. Es ist eine Ehrensache für das deutsche Volk, daß es die große Stunde nicht verpasse«. Der Unternehmer ist heute die entscheidende Persönlichkeit im Wirtschaftskampfe. Er muß den Uebergang von der billigen und schlechten Massenware zu der durch künstlerischen Geschmack veredelten Qualitätsarbeit vollziehen. Die deutsche Ausstellung in Brüssel 1910, der Aufschwung der Porzellan-Industrie, die Ausstellung der Ton-, Zement- und Kalk-Industrie in Berlin 1910, die Bauten der AEG haben u. a. gezeigt, welche Fortschritte wir auf diesem Wege gemacht haben. Große Verdienste haben sich die deutschen Schiffahrtgesellschaften erworben. Kaufmännische Vereine und Handelskammern arbeiten daran, die Geschmacksbildung des Nachwuchses zu veredeln. Die Städte stellen mehr und mehr führende Künstler an die entscheidenden Stellen ihrer Verwaltung. Sehr zu wünschen ist, daß die staatlichen Verwaltungen sich den Arbeiten des deutschen Werkbundes anschließen.

Muthesius, dem Leser dieser Zeitschrift durch seinen Vortrag in Wiesbaden[1]) wohlbekannt, bespricht den augenblicklichen Stand der deutschen künstlerischen und kunstgewerblichen Entwicklung. Mathematik und Naturwissenschaft, in der Technik vereint, hatten das Denken des 19. Jahrhunderts völlig in Anspruch genommen. Durch diese Einseitigkeit verkümmerte das Kunstempfinden, verfiel der Geschmack, entartete das Formgefühl. Der Architekt beschränkte sich darauf, kunstgeschichtliche Stile nachzuahmen. Die 90er Jahre brachten den Umschwung, der von den Kunstgewerblern so stürmisch eingeleitet wurde. Die Kinderkrankheiten und Uebertreibungen des Jugendstiles wurden in einem Jahrzehnt überwunden; die Ausstellung 1906 in Dresden zeigte, wie weit sich bereits ein einheitlicher neudeutscher Stil durchgerungen hatte; aber das Verständnis für die Wichtigkeit dieser deutschen Qualitätsarbeit mangelt noch weiteren Kreisen: »Die Form ist in demselben Maße ein höheres geistiges Bedürfnis, wie die körperliche Reinlichkeit ein höheres leibliches Bedürfnis ist. Dem wirklich kultivierten Menschen bereiten Roheiten der Form fast körperliche Schmerzen, er hat ihnen gegenüber dasselbe Unbehagen, das ihm Schmutz und schlechter Geruch verursachen. So lange aber der Sinn für die Form bei den Gebildeten unserer Nation nicht bis zur Dringlichkeit ihres Bedürfnisses nach reiner Wäsche entwickelt ist, so lange sind wir auch noch weit von jenen Zuständen entfernt, die sich in irgend einen Vergleich mit den Zeiten hoher Kulturblüte stellen könnten«. Durchsetzen kann sich die neue Bewegung erst vollständig, wenn besonders der zahlungskräftige deutsche Verbraucher klare Begriffe von der Bedeutung spezifisch deutscher Qualitätsarbeit für die ganze Volkswirtschaft gewonnen hat: »Für die zukünftige Stellung Deutschlands in der Welt liegt aber darin, wie wir uns geschmacklich, das heißt in der Handhabung der Form, entwickeln, eine ausschlaggebende Bedeutung. Der Anfang ist die Reform zu Hause. Erst wenn wir hier zu geklärten und harmonischen Zuständen gelangt sind, erst dann können wir hoffen, nach außen zu wirken. Erst dann kann uns die Welt als eine Nation würdigen, die unter andern Dingen, die man uns zutraut, auch die Aufgabe lösen könnte, dem Zeitalter das verloren gegangene Gut einer architektonischen Kultur zurückzugeben«.

An diesen Vortrag schließt sich eine fesselnde »Wechselrede über ästhetische Fragen der Gegenwart«, an der sich die hervorragendsten Vertreter der neuen deutschen Kunst und des Kunstgewerbes beteiligen. In weiteren Aufsätzen behandeln Riemerschmid die »Ausstellungen als ein Mittel zum Zweck«, Gericke »Das deutsche Linoleum auf dem Weltmarkte«, Karl Schmidt die Frage der »Materialverschwendung und des Materialgefühles«. Aus der reichen Fülle der vielseitigen Beiträge sind ferner als besonders bemerkenswert hervorzuheben: »Die volkswirtschaftlichen Aufgaben des deutschen Werkbundes«, »Das deutsche Museum in Kunst, Handel und Gewerbe«, »Die schwere Industrie und ihre Werbemittel«. In diesem Abschnitt entwickelt W. Roerts die für jeden Industriellen und Ingenieur wichtige Frage der künstlerischen Reklame. Er stellt die Anforderungen zusammen, die an wirkungsvolle Anzeigen, Flugblätter und Plakate in bezug auf Form, Text und Umgebung zu stellen sind. (Die von Roerts gezeichneten Beilagen dieser Zeitschrift werden jedem Leser des Anzeigenteiles die beste Erläuterung zu seinen Forderungen geben.) Kataloge sollen durch gediegene Ausstattung und sachliche Kürze des Inhaltes wirken, sie sollen zuerst das Angebotene und dann die Firma hervorheben. Nur ein kleiner Kreis von Firmen hat bisher Verständnis für diese Bedingungen gezeigt, die für eine neue wirkungsvolle Propaganda unerläßlich sind. Noch immer wimmeln die Anzeigenteile der technischen Zeitschriften von veralteten Anzeigen, die sich aus ihrer Umgebung nicht hervorheben, und über die das Auge des Lesers gleichgültig hingleitet. Noch immer bilden zahlreiche Kataloge nur eine Sammlung unübersichtlich zusammengestellter Zahlen und schlechter Abbildungen. Aber auch andre Drucksachen, wie Briefbogen, Umschläge, Geschäftskarten und dergleichen, können zu erfolgreichen Werbemitteln umgestaltet werden.

Dieser kurze Ueberblick über den reichhaltigen Inhalt zeigt bereits, welche Fülle von Anregungen das Werk für jeden Ingenieur enthält, der sich gewöhnt hat, über das Reißbrett und den Rechenschieber hinauszusehen, und der das Verständnis für eine der wichtigsten Aufgaben gewonnen hat, welche die deutsche Industrie in der nächsten Zeit zu lösen hat: sie muß ganz allgemein den Uebergang von billiger und schlechter Massenware zu der geschmacklich und technisch vollendeten Qualitätsarbeit vollziehen, die berufen ist, dem deutschen Gewerbfleiße den Weltmarkt zu erobern.

Daß das sehr geschmackvoll und mit Bildtafeln ungewöhnlich reich ausgestattete Werk zu einem so außerordentlich niedrigen Preise abgegeben wird, ist sehr dankenswert und wird viel zu seiner Verbreitung beitragen.

Jungwirth.

Technische Monatshefte. Zeitschrift für Technik, Kultur und Leben, herausgegeben von Professor Dr. phil. et jur. J. Kollmann und Dipl.-Ing. Dr. Adolf Reitz. 2. Jahrgang 1911. Verlag der Technischen Monatshefte, Franckhsche Verlagsbuchhandlung in Stuttgart.

Es erscheinen im Jahr 12 Hefte und 4 Bucheinlagen zum Preise von 7 *M*.

Mit diesem Jahrgang erhielten die Abonnenten kostenlos folgende Buchbeilagen:

Dr. G. Biedenkapp: James Watt und die Erfindung der Dampfmaschine; Hanns Günther: Elemente und Elektrochemie (Der elektrische Strom Bd. I); Prof. R Bücklin: Die Pforzheimer Schmuckindustrie (Deutsche Arbeit Bd. II); Hanns Günther: Telegraphie und Telephonie (Der elektrische Strom Bd. II).

Die Franckhsche Buchhandlung in Stuttgart hat in vortrefflicher Weise durch ihre Zeitschrift »Kosmos« und die damit verbundenen Buchausgaben naturwissenschaftliches Wissen und das Interesse an dem großen Gebiete der naturwissenschaftlichen Forschung weit verbreitet. Es lag nahe, der Bedeutung der Technik entsprechend, nun auch dieses so überaus groß gewordene Arbeitsgebiet dem Verständnis weiterer Kreise zugängig zu machen. In ähnlicher Weise, wie es bei den Naturwissenschaften geschehen ist, hat deshalb die Verlagsbuchhandlung eine Zeitschrift unter dem oben angegebenen Titel gegründet. Der vorliegende Jahrgang 1911 zeigt, daß es den Herausgebern ausgezeichnet gelungen ist, interessante und wertvolle Aufsätze in ihrer Zeitschrift zu vereinen. Die Schwierigkeiten, die hierbei überwunden werden müssen, sind nicht zu unterschätzen. Das Gebiet ist ungemein groß. Man will es möglichst vielseitig zu umfassen suchen. Es kommt darauf an, kurz zu berichten, und nicht nur in trocken technisch-wissenschaftlicher Form, sondern in anregender Sprache, um eben auch in die Kreise einzudringen, denen die Technik ferner liegt. Von der Vielseitigkeit des Inhaltes gibt der vorliegende Band eine Vorstellung. Es ist natürlich nicht möglich, hier auf den Inhalt der einzelnen Aufsätze einzugehen. Eine gewisse Gliederung hat man insofern von vornherein zu erreichen gesucht, als man verschiedene Beiblätter

[1]) s. Z. 1909 S. 1211.

der technischen Monatshefte unter den Titeln »Technik und Schule«, »Industrielle Monographien«, »Technik und Hygiene«, »Technik und Landwirtschaft« beigegeben hat, die auch wertvolle Aufsätze enthalten. Größere Arbeiten hat man in den oben erwähnten Buchbeilagen zusammengefaßt, deren Text auch durch gute Abbildungen unterstützt wird.

Es ist zu erwarten, daß sich unter der Leitung der Herausgeber der Kreis derer, die sich für dieses Unternehmen erwärmen, ständig erweitern wird. Im Interesse der Technik und der Industrie kann es natürlich nur liegen, wenn das Verständnis für die große Bedeutung technischer und industrieller Aufgaben in immer weiterem Umfange verbreitet wird. C. Matschoß.

Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik. Von Dr. Adolf Thomälen. 5. Aufl. Berlin 1912, Julius Springer. 539 S. mit 408 Fig. Preis 12 *M*.

Die schnelle Folge der Auflagen zeigt, daß das Buch guten Erfolg gehabt hat, und daß der Verfasser mit der Auswahl des Stoffes aus dem großen Gebiete der Elektrotechnik und mit der von ihm bevorzugten knappen, aber durchaus wissenschaftlichen Bearbeitung das Richtige getroffen hat. Von den Erweiterungen der neuen Auflage sind insbesondere die Abschnitte über Doppelschlußmotoren, Drehstrom-Reihenschlußmotoren, Regelsätze mit Hintermotor und Frequenzwandler zu erwähnen. Geändert und umgearbeitet sind die Abschnitte über elektrische Arbeit und Leistung, über die elektromotorische Kraft der Induktion, über Kraftflüsse und Amperewindungen der Wechselstrommaschine. Auch sonst finden sich in den einzelnen Abschnitten, Diagrammen und Darstellungsweisen manche vorteilhafte Aenderungen, z. B. daß der Verfasser den Ossanaschen Kreis wieder auf Grund der Vereinfachungen von Stehr-Pichelmayer mit Hülfe von zwei Proportionen aus dem Heylandschen Kreis abgeleitet hat. Die Bezeichnungen für die Formelgrößen sind entsprechend den Vorschlägen des Ausschusses für Einheiten und Formelgrößen geändert worden. Im übrigen sei auf die Besprechung der dritten Auflage in Z. 1907 S. 1998 verwiesen. K. M.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Neuere Rohölmotoren. Teil I. Von Ch. Pöhlmann. Berlin Charlottenburg 1912, C. J. E. Volckmann Nachf. G. m. b. H. 120 S. mit 175 Fig. und 8 Tafeln. Preis 7,50 *M*.

Zur Lösung der Wohnungsfrage in Oesterreich. Erfordernisbauten und Baupflicht. Neue Vorschläge von O. Lang. Wien und Leipzig 1912, Wilhelm Braumüller. 27 S. Preis 70 *h*.

Der Drehstrom-Elektromotor zum Antriebe landwirtschaftlicher Maschinen. Von K. Krohne. Artern 1912, Hermann Möbius. 64 S. mit 44 Fig. Preis 1,50 *M*.

Die technische Verwaltung in Oesterreich. Grundriß einer Verwaltungstechnik. Von M. Ried. Berlin, Wien, London 1912, Verlag für Fachliteratur G. m. b. H. 130 S. Preis 3,60 Kr.

Geschichte des Vereines deutscher Chemiker in den ersten 25 Jahren seines Bestehens. Von Dr. B. Rassow. Leipzig 1912, Otto Spamer. 255 S. mit 9 Fig. Preis 3 *M*.

Bibliothek der gesamten Technik. 155. Bd.: Unfallverhütung und Fabrikhygiene. Von O. Feeg. Leipzig 1912, Dr. Max Jänecke. 304 S. mit 97 Fig. Preis 5 *M*.

Desgl. 165. Bd.: Der Heizungsmonteur. Taschenbuch für Installation, Projektierung und Revision von Heizungsanlagen unter besonderer Berücksichtigung von Betriebstörungen. Von Dipl.-Ing. F. Adam. 80 S. mit 123 Fig. Preis 1,80 *M*.

Adreßbuch der Baubehörden und der staatlichen Baubeamten Deutschlands. I. Jahrg. 1912. Leipzig 1912, C. F. Müller Verlag. 217 S. Preis 6 *M*.

Die Bergwerksmaschinen. Eine Sammlung von Handbüchern für Betriebsbeamte. 2. Bd.: Gewinnungsmaschinen. Von H. Bansen. Berlin 1912, Julius Springer. 452 S. mit 393 Fig. Preis 16 *M*.

Kurze Analysen-Vorschriften. Von E. Pancke. Halle a. S. 1912, Wilhelm Knapp. 42 S. Preis 2,40 *M*.

Monographien zur Zeitgeschichte. Heft 6: Großbetrieb und Monopol im deutschen Bankwesen. Eine populäre Studie von Dr. P. Hausmeister. Stuttgart 1912, Arthur Dolge. 64 S. Preis 2 *M*.

Wirtschaftlichkeit von Wasserkraftzentralen. Material zur Beurteilung der Ausbauwürdigkeit der Badischen Wasserkräfte. Von A. Ludin. Heidelberg 1912, Kommissionsverlag von J. Hörning. 56 S. Preis 1 *M*.

Die Mechanik. Elementares Lehrbuch für den Schul- und Selbstunterricht sowie zum Gebrauch in der Praxis. Von R. Lauenstein und C. Ahrens. 9. Aufl. Leipzig 1912, Alfred Kröner. 245 S. mit 234 Fig. Preis 4,40 *M*.

Einführung in die Markscheidekunde mit besonderer Berücksichtigung des Steinkohlenbergbaues. Von Dr. L. Mintrop. Berlin 1912, Julius Springer. 216 S. mit 191 Fig. und 5 Tafeln. Preis 6 *M*.

Elektrische Starkstromanlagen. Maschinen, Apparate, Schaltungen, Betrieb. Kurzgefaßtes Hülfsbuch für Ingenieure und Techniker sowie zum Gebrauch an Technischen Lehranstalten. Von E. Kosack. Berlin 1912, Julius Springer. 287 S. mit 259 Fig. Preis 7 *M*.

Festschrift. Heinrich Müller-Breslau gewidmet nach Vollendung seines 60. Lebensjahres von H. Boost, O. Domke, M. Grübler, A. Hertwig, E. Kötter, F. Kötter, Th. Landsberg, L. Mann, S. Müller, H. Reißner, R. Skutsch. Leipzig 1912, Alfred Kröner. 208 S. mit einem Porträt. Preis 6 *M*.

Die Graphische Statik der Baukonstruktionen. Von Heinrich Müller-Breslau. 1. Bd., 5. Aufl. Leipzig 1912, Alfred Kröner. 607 S. mit 611 Fig. und 6 Tafeln. Preis 20 *M*.

Der Rudolfstädter Erzbergbau in alter und neuer Zeit. Von E. Rost. Dresden 1912, Verlag der Rudolfstädter Erzbergbau-Gewerkschaft zu Budweis. 65 S. Preis 1 *M*.

Festrede zur Feier des 75jährigen Jubiläums der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G. Chemnitz, gehalten am 8. Juni 1912 von Direktor Dr. Gustav Doederlein. 4 S.

Mitteilungen über Versuche, ausgeführt vom Eisenbeton-Ausschuß des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. Heft 1: Verwendete Baustoffe und deren Prüfung. Versuche mit unbewehrten Betonkörpern. Versuche mit bewehrten Rechteckbalken. Von K. Nähr, A. Hanisch und B. Kirsch. Leipzig und Wien 1912, Franz Deuticke. 142 S. mit 125 Fig. und 36 Tabellen. Preis 6 *M*.

desgl. Heft 2: Versuche mit Plattenbalken. Von J. Melan. Leipzig und Wien 1912, Franz Deuticke. 71 S. mit 82 Fig. und 21 Tabellen. Preis 3,50 *M*.

Le fognature di Milano. Von Ingenieur F. Poggi. Mailand 1911, Antonio Vallardi. 704 S. mit zahlreichen Figuren und Tafeln.

Traité de métallographie. Von F. Robin. Paris 1912, Librairie Scientifique A. Hermann & Fils. 464 S. mit zahlreichen Figuren und Tafeln. Preis 30 Fr.

Einflußlinien statisch unbestimmter, elastisch gelagerter Tragwerke in allgemeiner, auch für veränderlichen Querschnitt geltender Behandlung. Von K. Arnstein. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 149 S. mit 110 Fig. Preis 6 *M*.

Wärmetheorie und ihre Beziehungen zur Technik und Physik. Von Dr. Wegner von Dallwitz. Berlin 1912, C. J. E. Volckmann Nachf. G. m. b. H. 331 S. mit 59 Fig. und 2 Tafeln. Preis 10 *M*.

Les rayons ultra-violets et leurs applications. Les lampes à vapeur de mercure par l'Institut scientifique et industriel. Paris 1912, Edition du Mois Scientifique et Industriel. 63 S. mit 44 Fig. Preis 2,75 Fr.

Handbuch der autogenen Metallbearbeitung. Von Th. Kautny. 2. Auflage. Halle a. S. 1912, Carl Marhold. 712 S. mit 484 Fig. Preis 9 *M*.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Dresden:

Versuche über die Verwendbarkeit aus Sulfitzellulose und Strohstoff hergestellter Nitrozellulosen. Von K. A. Nitzelnadel.

Ueber die Einwirkung von Säuren und deren Derivaten auf Orthoform. Von P. Raßfeld.

Der Kampf im deutschen Baugewerbe 1910. Von A. Tischer.

Von der Technischen Hochschule Hannover:

Ueber Druckwechsel und Stöße bei Maschinen mit Kurbeltrieb. Von F. Döhne.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Die Sicherheit der Förderseile. Von Speer. Forts. (Glückauf 20. Juli 12 S. 1145/60*) Dauerbiegeversuche. Schluß folgt.

Untersuchung eines doppelt saugenden Grubenventilators, Bauart Hohenzollern, auf der Zeche Graf Bismarck. (Glückauf 20. Juli 12 S. 1160/62*) Der Ventilator von 9000 cbm/min Höchstleistung hat ein doppelseitiges Flügelrad von 3850 mm Dmr. und wird von einer rd. 1000 pferdigen Dampfmaschine durch 15 Seile angetrieben. Zahlentafel der Ergebnisse.

Dampfkraftanlagen.

Valve gear diagrams and the apparatus for drawing them. Von Dalby. (Engineer 19. Juli 12 S. 57/59*) Das neue Schieberdiagramm besteht aus einer über dem vollständig abgewickelten Kurbelkreisumfang aufgetragenen Wellenlinie in Verbindung mit einer ähnlichen Linie der Kolbenbewegungen. Anwendung auf Umsteuerungen. Forts. folgt.

Strömungswiderstände in den Steuerungsventilen einer Kolbendampfmaschine. Von Heinrich. (Z. Ver. deutsch. Ing. 27. Juli 12 S. 1191/98*) Versuche, mit Hülfe von Indikatordiagrammen die Größe der Strömungsbeiwerte für eine Einzylinder-Dampfmaschine von 761 mm Hub und 250 mm Zyl.-Dmr. zu bestimmen.

Wärmespeicher für Abdampfanlagen. Von Morison. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 20. Juli 12 S. 309/11*) Einfluß des Oeles auf die Wirkung des Wärmespeichers. Andre Speicherbauarten.

Eisenbahnwesen.

Das Verkehrswesen auf der internationalen Industrie- und Gewerbeausstellung in Turin 1911. Von Fleck. Forts. (Verk. Woche 20. Juli 12 S. 953/63*) Straßenbahnen, Bergbahnen, Förderbahnen. Einzelheiten im Lokomotiv- und Wagenbau. Schluß folgt.

Die Bagdadbahn, Von Strakosch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 19. Juli 12 S. 453/56*) Entwicklung und volkswirtschaftliche Bedeutung der Bahn.

Oesterreichische Lokal- und Kleinbahnen. Von Liebmann. Schluß. (Glaser 15. Juli 12 S. 21/28*) Betriebsmittel. Betrieb. Die Lokalbahnen in Böhmen. Die steiermärkischen und niederösterreichischen Landesbahnen. Die Virglbahn. Die Kleinbahn Linz-Urfahr und die Pöstlingbergbahn.

Building a coal road extension through the Pennsylvania mountains. (Eng. Rec. 6. Juli 12 S. 7/9*) Erweiterung der Lehigh and New England-Bahn von Dannilsville nach Tamaqua, Pa. Längsschnitt. Der Lehigh-Fluß wird durch 3 Blechträger, 2 Fachwerkträger von 44,5 und 55 m und zwei Träger von je 83,7 m Spannweite überbrückt. Die Brücke liegt in einer Krümmung.

Some impressions of the electric traction situation in Europe. Von Eveleth. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 705/16) Allgemeine Uebersicht über englische, holländische, französische, schweizerische, italienische, deutsche und schwedische Verhältnisse.

Freight train tests on an electric interurban railway. Von Dodd. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 741/57* mit 2 Taf.) Bericht über Versuche an den mit 1200 V betriebenen Gleichstromlokomotiven auf einer 195 km langen Strecke. Stromverbrauch, Zugwiderstände, Beschleunigungen usw.

The relation of central station generation to railway electrification. Von Insull. (El. Railw. Journ. 6. Juli 12 S. 12/15*) Erörterungen über die Vorteile der Erzeugung des elektrischen Stromes in einem einzigen Werk und die Verteilung von hier aus mit besonderer Rücksicht auf die Verhältnisse in Chicago.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 19. Juli 12 S. 70/74*) Einrichtungen der Einphasenbahn Rotterdam-Scheveningen-Haag.

Die Niesenbahn. Von Zehnder-Spörry. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Juli 12 S. 427/31*) Haltestellen. Maschinen der Antriebstellen. Untergestell der 5,95 t schweren Wagen. Kosten.

Locomotive developments of 1911. (Eng. News 11. Juli 12 S. 48/51*) Allgemeine Angaben über Lokomotiven der Baltimore and Ohio R. R., Boston and Maine R. R., Chesapeake and Ohio R. R., Chicago, Milwaukee and St. Paul Ry., Delaware, Lackawanna and Western R. R., Erie R. R., Illinois Central R. R., Louisville and Nashville R. R., Norfolk and Western R. R., Pennsylvania R. R., St. Louis and San Francisco R. R., Southern Pacific R. R.

Kuppelstangen-Antrieb nach Bauart Brown-Boveri & Cie. für elektrische Lokomotiven mit hochgelagerten Antriebsmotoren. Von Buchli. Schluß. (Schweiz. Bauz. 20. Juli 12 S. 30/34*) Untersuchung der Kraftverhältnisse des Getriebes. Zerreißversuch an einem Modell der Kuppelstange.

Goods engine for the East Indian Railways. (Engineer 16. Juli 12 S. 74) Vollspurige 1 D-Zwillingslokomotive mit außenliegenden Zylindern von 508 mm Dmr. und 660 mm Hub, gebaut von Nasmyth, Wilson & Co. in Manchester.

Umgestaltung der Bahnhofsanlagen in Darmstadt. (Z. Bauw. 12 Heft 7 bis 9 S. 443/60* mit 2 Taf.) Geschichtliches über den Entwurf. Anlagen für den Personen-, Post-, Güter- und Lokomotivverkehr. Maschinenanlagen. Gleisanschlüsse. Verschiedene Ueber- und Unterführungen.

The Havana terminal train shed. (Eng. Rec. 13. Juli 12 S. 451*) Die Bahnsteigüberdeckung ist 152,5 m lang, 18,15 m breit und hat zwei Auskragungen von je 3,66 m. Das Dach in Eisenkonstruktion ist mit Eisenbeton abgedeckt. Zur Rauchabführung dienen zwei Kanäle, die sich längs des ganzen Daches hinziehen.

Zeichnerische Bestimmung der Ablaufgeschwindigkeiten und Ablaufzeiten bei Eselsrücken (Ablaufbergen). Von Engesser. (Zentralbl. Bauv. 20. Juli 12 S. 378/80*) Ermittlung der Geschwindigkeitshöhen durch Zeichnen eines Seilecks und der zugehörigen Geschwindigkeit; Beziehung zwischen Ablaufzeit und Weglänge.

Eisenhüttenwesen.

Construction of machinery foundations. Von Connley. (Iron Age 4. Juli 12 S. 1/4*) Beispiele von Grundplatten und Gründungen aus Mauerwerk und Beton für leichte und schwere Hüttenwerksmaschinen.

Beitrag zum Entwicklungsstand neuzeitlicher Elektroöfen. Von Kunze. Schluß. (Stahl u. Eisen 18. Juli 12 S. 1181/88*) Schaulinien der Stromaufnahme. Neuere Schaltungen des Ofens von Nathusius für kräftige Bodenheizung, veränderliche Bodenheizung usw.

Rolling high-speed tool steel bars. (Iron Age 11. Juli 12 S. 67/70*) Das Walzwerk der Vanadium-Alloys Steel Co. in Latrobe, Pa., mit Walzen von 304 mm Dmr. wird von einem 350 KW-Gleichstrommotor, Bauart Westinghouse, durch Riemen angetrieben. Schaubilder des Kraftbedarfes.

Grobblech- und Feineisenwalzwerk der Republic Iron and Steel Co., Haselton, Ohio. Von Illies. (Stahl u. Eisen 18. Juli 12 S. 1179/81*) Wiedergabe des in Zeitschriftenschau vom 3. Febr. 12 erwähnten Aufsatzes.

Ueber den Einfluß des Gießens auf die Qualität von Flußeisenbrammen. Von Canaris. (Stahl u. Eisen 18. Juli 12 S. 1174/79*) Zusammenstellung der Fehler, die durch falsche Behandlung beim Gießen von Brammen entstehen können, der Ursachen und der Verhütungsmaßregeln.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Kontinuierliche Träger mit fester Stützenlagerung. Von Frank. (Beton u. Eisen 20. Juli 12 S. 271/74*) Ableitung der Elastizitätsgleichungen. Beispiele.

Girder bridge with shallow through floor. (Eng. Rec. 13. Juli 12 S. 50/51*) Schiefe Vollwand-Brücke mit 4 Oeffnungen. Die größte Spannweite beträgt 27,5 m. Einzelheiten der Fahrbahnausbildung.

Zweigleisige Eisenbahnbrücke über den Rhein unterhalb Duisburg-Ruhrort im Zuge der Linie Oberhausen-West-Hohenbudberg. Von Schaper. Schluß. (Z. Bauw. 12 Heft 7 bis 9 S. 459/70* mit 2 Taf.) Kosten.

The St. Louis River drawbridge. (Eng. Rec. 29. Juni 12 S. 723/24*) Die zweistöckige Drehbrücke hat 90 m Spannweite; die obere Fahrbahn führt eine zweigleisige Eisenbahn, die untere eine zweigleisige elektrische Straßenbahn über den St. Louis-Fluß bei Duluth, Minn. Lagerung auf dem Mittelpfeiler. Beschreibung der Kraft- und Maschinenanlage.

A reinforced concrete highway bridge at Columbus, Georgia. (Eng. Rec. 6. Juli 12 S. 10/12*) Eisenbeton-Bogenbrücke mit 5 Oeffnungen von je 39 m Spannweite, Bauart Melan.

Neuere Bauausführungen in Eisenbeton bei der württembergischen Staatseisenbahnverwaltung. Von Schaechterle. (Beton u. Eisen 20. Juli 12 S. 265/69*) Allgemeines über Rahmenbauten; theoretische Voruntersuchungen. Forts. folgt.

Versuche mit Säulen und deren Berechnung. Von Mörsch. Schluß. (Deutsche Bauz. 20. Juli 12 Beil. S. 105/10*) Versuche von Wayß und Freytag A.-G. mit umschnürten Säulen. Zweckmäßigster Abstand der Bügel.

Die Dimensionierung von Eisenbetonquerschnitten mit kreisförmigen Begrenzungslinien. Von Krebitz. (Beton u. Eisen 20. Juli 12 S. 275/79*) Beanspruchung auf reine Biegung für

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

volle und ringförmige Querschnitte. Die Formeln dafür ähneln denjenigen zur Bemessung rechteckiger Querschnitte. Schluß folgt.

Zur Verbundfrage. Von v. Emperger. (Beton u. Eisen 20. Juli 12 S. 279/80*) Einfluß der Größe von τ auf die Tragfähigkeit. Forts. folgt.

Elektrotechnik.

Das Wasserkraftwerk »El Molinar« am Jucar. Von Meyer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 27. Juli 12 S. 1181/85*) Das von J. M Voith und den Siemens-Schuckert Werken ausgerüstete Elektrizitätswerk erzeugt Drehstrom von 70000 V, der 254 km weit nach Madrid, Valencia, Alicante, Alcoy und Cartagena geleitet wird. Wehranlage im Jucar. Oberwasserleitung von 4875 m, davon 2915 in Stollen. Wasserschloß. Druckrohrleitung mit 5 je 95 m langen Strängen. Schluß folgt.

Richtlinien für den Bau großer Elektrizitätswerke mit Dampfbetrieb. Von Klingenberg. (ETZ 19. Juli 12 S. 731/35*) Winke für einen raschen Ueberblick über die Betriebsverhältnisse eines Elektrizitätswerkes. Wahl der Maschinensätze, Ueberlastbarkeit, Hülfsbetriebe. Forts. folgt.

Developments on Spokane river, Wash. Schluß. (El. World 29. Juni 12 S 1425/34*) Die mit Dampfturbinen betriebene Hülfsanlage am Ross Park enthält zwei 5000 KW-Drehstromdynamos für 13200 V und 60 Per./sk. Zeichnungen der Kessel- und Maschinenhäuser. Kondensation. Belastungslinien.

Development of the Great Falls Power Co. (El. World 6 Juli 12 S. 37/42*) Durch eine Stauanlage an den Regenbogenfällen werden 6 Francis-Turbinen von je 6000 PS bei 32 m Gefälle gespeist, die mit 2 Drehstromdynamos für 600 und mit 4 für 6600 V gekuppelt sind. Ein Teil des Stromes wird auf 102000 V gebracht und 243 km weit geleitet. Ansichten der Maschinen, Wasserleitung und Fernleitung.

Einige Versuche mit Oelschaltern. Von Marguerre. Schluß. (ETZ 18. Juli 12 S. 735/38*) Schlußfolgerungen über die Zahl der Unterbrechstellen, Größe des Oelvorrates usw.

Studies of protection and protective apparatus for electric railways. Von Creighton, Shavor und Clark. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 657/94 mit 1 Taf.) Erfahrungen mit einem Aluminium-Blitzableiter auf Straßenbahnen. Versuche mit neueren Funkenlöschvorrichtungen.

Compression chamber lightening arrester and the protection of distribution circuits. Von Creighton und Shavor. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 609/22* mit 1 Taf.) Die neue Blitzschutzvorrichtung ist nach Art der Schneidenblitzableiter gebaut und sehr billig. Versuchsergebnisse.

Ueber die Fortbewegung von Spannungswellen und Hochfrequenzschwingungen in elektrischen Verteilungsnetzen. Von Giles. (El. u. Maschinenb. Wien 21. Juli 12 S. 600/03*) Entwicklung einer Lehre vom Verhalten der Kondensatoren gegenüber wandernden Wellen. Mittel, um die Wellen ohne Leistungsverlust unschädlich zu machen.

Electrical characteristics of the suspension insulator. Von Peek. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 717/40*) Versuche über das Ueberschlagen von Funken an Hängeisolatoren. Schaubilder der Ergebnisse. Schlüsse auf die Güte, Bauart der Isolatoren, die Zweckmäßigkeit des Prüfverfahrens usw.

Ueber die Quellen der Ueberspannung und Kritik einiger Schutzvorrichtungen. Von Klost. (El. u. Maschinenb. Wien 21. Juli 12 S. 597/99) Einfluß atmosphärischer Entladungen. Eigenschwingungen im Netz. Mittel zur Herabsetzung der Zahl dieser Eigenschwingungen. Verhalten der Wicklungen von Maschinen und und Transformatoren. Wirksame Schutzvorrichtungen.

Some mechanical consideration of transmission systems. Von Worcester. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 695/704* mit 3 Taf.) Zugkräfte in den Fernleitungen. Einflüsse von Eis und Wind. Drahtbrüche. Gründungen. Sicherheitziffern.

Propagation of impulses over a transmission line. Von Cunningham und Davis. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 12 S. 649/58* mit 5 Taf.) Versuche an einer künstlichen Fernleitung von rd. 205 km Länge. Indem man der sekundären Wicklung eines angeschlossenen Transformators plötzlich eine Spannung aufdrückte, wurden in der Fernleitung Spannungen und Ströme erzeugt, deren Verlauf längs der Leitung gemessen wurde. Schlußfolgerungen.

Ein Beitrag zur Dreireihenladung der Akkumulatorenbatterien ohne Verwendung eines Spezialschalters. Von Edler. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 21. Juli 12 S. 603/07*) Entwerfen der Schaltung.

Erd- und Wasserbau.

Zur Erforschung der Geschiebe und Sinkstoffbewegung. Von Leiner. (Z. Bauw. 12 Heft 7 bis 9 S. 489/516*) Schleppkraft bei verschieden begrenzten Querschnitten. Wirkungen der Schleppkraft auf Böschungen und stark geneigte Sohlen. Versuche und Beobachtungen in Versuchsgerinnen und natürlichen Wasserläufen.

Der neue Spüler für das Königliche Wasserbauamt Harburg. Von Paulmann und Blaum. (Z. Bauw. 12 Heft 7 bis 9 S. 517/20* mit 2 Taf.) Länge in der Wasserlinie 43,5 m, Breite über alles 10,4 m. Der Tiefgang beträgt bei Belastung durch 150 t Kohlen und 30 t Wasser 2,05 m. Die Maschinenanlage besteht aus zwei liegenden Schiffskesseln von je 200 qm Heizfläche, 60 qm Rostfläche und 13 at Betriebsdruck. Zum Antrieb der Förderpumpe dient eine Dreifach-Verbundmaschine von 950 PSi und zum Antrieb der Spülpumpe eine von 250 PSi.

U. S. Government contract dredging. (Eng. News 11. Juli 12 S. 52/56) Kosten der Baggerarbeiten, die von Unternehmern für die Regierung ausgeführt werden. Vergleich mit den Kosten, die der Regierung durch eigenen Betrieb erwachsen.

Versuche über den Reibungswiderstand zwischen strömendem Wasser und Bettsohle. Von Engels. (Z. Bauw. 12 Heft 7 bis 9 S. 473/88* mit 1 Taf.) Die Sohlenreibung ist proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit und wächst mit der Zunahme des Porengehaltes der Sohlenschicht. Größe der Reibung bei rechteckigem Gerinnequerschnitt. Das Schleppkraftgesetz wird durch die Versuche nicht bestätigt.

Construction methods employed in building the Galveston causeway. (Eng. Rec. 13. Juli 12 S. 41/42*) Die 3,2 km lange Fahrstraße zwischen Galveston und dem Festland besteht aus 28 Betonbögen mit 21,3 m Spannweite; daran schließen sich an beiden Enden durch Eisenbeton-Bohlwände befestigte Dämme. Für den Schiffsverkehr dient noch eine bewegliche Brücke, Bauart Scherzer, mit 33,8 m Weite. Querschnitt.

Extending the foundation of a bridge pier. (Eng. Rec. 29. Juni 12 S. 716*) Die Brücke über den Cuyahoga-Fluß in Cleveland wird durch eine neue, schwerere ersetzt; die Pfeiler mußten deshalb von 18 × 9,6 qm auf 21,65 × 13,9 qm Grundfläche verbreitert werden; Rammplan.

A pier build on cylinders cast as concrete shells and filled in place. Von Muchemore. (Eng. Rec. 22. Juni 12 S. 683/84*) Der Ladeplatz besteht aus einer Eisenbetondecke, die sich zwischen eisernen Trägern spannt. Jeder Träger ruht auf 4 Betonzylindern, die schraubenförmig bewehrt sind; die Zylinder werden im fertigen Zustand an die Baustelle gebracht und dort mittels Kranes versetzt.

A heavily reinforced concrete foundation for a power station. (Eng. Rec. 13. Juli 12 S. 48/49*) Die Kraftanlage ist auf einer durchgehenden 91 cm dicken Eisenbetonplatte gegründet; an den Stellen, wo besonders schwere Säulenlasten oder Maschinengewichte übertragen werden sollen, sind in die Sohle noch besondere Trägerroste eingelegt.

The Beacon Hill subway tunnel in Boston. Von Davis. (Eng. Rec. 13. Juli 12 S. 32/36*) Der zweigleisige Tunnel der Untergrundbahn in Boston ist mit Schildvortrieb gebaut worden. Der neue Bahnhof liegt unter dem alten Park Street-Untergrundbahnhof. Einzelheiten der Bauausführung.

Lining part of the Bonticou grade tunnel. Von Gregy. (Eng. Rec. 22. Juni 12 S. 685/87*) Der 2071 m lange Bonticou-Stollen bildet einen Teil der neuen Catskill-Wasserleitung. Querschnitte. Arbeitsvorgang beim Ausbetonieren.

Die Bewässerung der Konia-Ebene. Von Gerhardt. (Z. Bauw. 12 Heft 7 bis 9 S. 421/44* mit 2 Taf.) Alte Bewässerungen. Die neuen Bewässeranlagen. Verteilung des Wassers durch die Haupt- und Nebenkanäle. Entwässerkanäle.

Gesundheitsingenieurwesen.

City refuse disposal at Seattle. Von Moore. (Eng. News 4. Juli 12 S. 6/10*) Die Müllverbrennungsanlage verarbeitet täglich etwa 300 t. Grundriß und Schnitte durch die Oefen.

Gießerei.

Ueber Betriebsersparnisse und Verbesserungen in der Metallgießerei. Von Hunger. Schluß. (Gießerei Z. 15. Juli 12 S. 441/51*) Verteilung und Länge der Schichten Oefen mit Oelfeuerung. Formmaschinen. Sandaufbereitung. Meinungsaustausch.

Die Gießereien des neuen Werkes von R. Wolf, Magdeburg-Buckau. (Gießerei-Z. 15. Juli 12 S. 429/36*) Die 1908 für 6000 t jährlich erbaute Gießerei mit 2 Krigar-Kuppelöfen für 6000 und 8000 kg/st bedeckt 6560 qm. Das Hauptgebäude hat eine 120 m lange und 17,15 m breite Mittelhalle und zwei 12,50 m breite Seitenhallen. Lageplan. Ansichten einzelner Abteilungen. Ausrüstung. Grundriß des chemischen Laboratoriums und der Materialprüfanstalt.

Die Herstellung von Drehbankwangen in der Gießerei. Von Koob. (Werkst.-Technik 15. Juli 12 S. 353/55*) Vorgang beim Einformen in grünem Sande teils im Boden, teils in Formkästen.

A storage for a million patterns. Von Money. (Am. Mach. 20. Juli 12 S. 1019/22*) Der aus Eisenbeton gebaute Modellspeicher der General Electric Co. hat 172 × 22,2 qm Grundfläche und rd. 18300 qm nutzbare Fläche bei 5 Stockwerken. Die Baukosten haben einschließlich der Gründung, aber ohne Heiz- und Feuerlöschanlage, Aufzüge und Anstrich 40,6 ℳ/qm, bezogen auf die nutzbare Fläche, betragen. Betriebseinrichtungen.

Hebezeuge.

Neuzeitige Transport- und Hebezeuge in Eisengießereien. Von Hermanns. Schluß. (Gießerei-Z. 15. Juli 12 S. 436/45*) Fördervorrichtungen für Formsand. Aufbereitanlagen für Sand, Gießereirückstände und Gießereischutt.

Heizung und Lüftung.

Warmwasserheizung nach dem Einrohrsystem mit zeitweise motorischem Umtrieb. Von Brune. (Gesundhtsing. 20. Juli 12 S. 590/93*) Wirkungsweise einer Anlage, die bis 0° als Schwerkraftheizung und bei größerer Kälte als Umlaufheizung arbeitet.

Frischluft oder Zirkulationsluft. Von Gerold. (Dingler 20. Juli 12 S. 449/51*) Vergleich zweier Entstäubanlagen mit Befeuchtung und Heizeinrichtungen für eine Flachsspinnerei in wirtschaftlicher Beziehung. Forts. folgt.

Hochbau.

Der moderne Industriebau in technischer und ästhetischer Beziehung. Von Bernhard. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 27. Juli 12 S. 1185/90*) S. Zeitschriftenschau vom 27. Juli 12. Schluß folgt.

Neuere Hallen- und Rahmenkonstruktionen in Eisenbeton. Von Haimovici. Forts. (Beton u. Eisen 20. Juli 12 S. 269/70*) Grundriß und Querschnitt der Ofenhalle des Emaillierwerkes Reinstrom und Pilz in Schwarzenberg. Eisenverteilung in den Rahmenbindern. Forts. folgt.

A new 35 story office building in Seattle. (Eng. Rec. 6. Juli 12 S. 13/16*) Das Gebäude hat 1128 qm Grundfläche. Gründung auf Trägerrosten, die in Beton eingehüllt werden. Ausbildung der Säulen, der Windversteifung und des pyramidenförmigen Daches.

Unit wall concrete building construction, Fort Crockett, Texas. Von Hardman. (Eng. News 27. Juni 12 S. 1205/06*) Im Fort Crockett, Galveston, Texas, sind 31 Gebäude aus Eisenbeton hergestellt worden. Die einzelnen 30 cm dicken Wände werden auf einer wagerechten Rüstung hergestellt, die zum Versetzen der Wände in senkrechte Lage gedreht werden kann.

Lager- und Ladevorrichtungen.

The 50000 ton ore dock at Marquette. (Eng. Rec. 6. Juli 12 S. 4/6*) Die 366 m lange und 18,3 m breite Anlage zum Lagern und Verladen von Eisenerzen ruht auf hölzernen Pfählen. Die Säulen, Verbindungsbalken und die Wände der Erztaschen sind aus Eisenbeton hergestellt.

Neuere Eisenbahnwagenkipper. Von Hermanns. Forts. (Dingler 20. Juli 12 S. 454/56*) Anlage in Gijon, Spanien. Schluß folgt.

Wear of conveyor belts. Von Trautschold. (Iron Age 4. Juli 12 S. 26/28*) Untersuchung der Ursachen der Abnutzung. Winke für ihre Verringerung durch zweckmäßige Formgebung der Gurte, Verteilung des Fördergutes usw. Herabsetzung der Antriebskraft auf ein geringstes Maß.

Landwirtschaftliche Maschinen.

Die Prüfung von Motorpflügen. Von Martiny. (Motorw. 20. Juli 12 S. 497/98) Gesichtspunkte für die Prüfung des Gebrauchswertes: Kosten der Bearbeitung, Güte der Bearbeitung, Beanspruchung der Maschine.

Luftschiffahrt.

Luftschrauben-Untersuchungen der Geschäftstelle für Flugtechnik des Sonderausschusses der Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie. Von Bendemann. Forts. (Z. f. Motorluftschiffahrt 13. Juli 12 S. 169/73* mit 1 Taf.) Versuche mit Flügelquerschnitten, die an der Eintrittskante verschieden abgerundet sind. Einfluß des Verlaufes der Wölbung. Forts. folgt.

Vergleich von Versuchen auf einem Flugzeug mit Messungen an dessen Modell. Von Wieselsberger. (Z. f. Motorluftschiffahrt 13. Juli 12 S. 174/75*) Einrichtungen zum Messen der Fahrgeschwindigkeit und des Anstellwinkels der Tragflächen. Ergebnisse der Eiffelschen Versuche.

Der Stein-Eindecker. Von Rozendaal. Forts. (Z. f. Motorluftschiffahrt 13. Juli 12 S. 175/76 mit 1 Taf.) Fahrgestell mit Schlittenkufen und Rädern. Schluß folgt.

Flugzeuge mit symmetrischem Zweischraubenantrieb. (Z. f. Motorluftschiffahrt 13. Juli 12 S. 176/78*) Antrieb der beiden Schrauben mittels einer einzigen Kette von Wright. Antrieb von Golde für 3 Schrauben.

Versuche mit englischen Flugmotoren. (Motorw. 20. Juli 12 S. 505/07) Endgültige Ergebnisse des Wettbewerbes um den Alexander-Preis von 20000 *M*. der an eine Maschine der Green Engine Co., London, gefallen ist.

Maschinenteile.

The mounting of ball bearings. Von Poor. (Machinery Juli 12 S. 852/53*) Einbau der doppelreihigen Laufringlager der Schwedischen Kugellagerfabrik unter verschiedenen Verhältnissen. Schmierung und Abdichtung des Gehäuses.

Umlaufgetriebe als Drehzahlverminderer. Von Kroll. (Werkst.-Technik 15. Juli 12 S. 355/57*) Läßt man das mit der getriebenen Welle gekuppelte Umlaufrad in ein auf der treibenden Welle aufgekeiltes und gleichzeitig in ein feststehendes Zahnrad eingreifen, so erhält man eine große Uebersetzung. Beispiele.

Taps and screws. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Juli 12 S. 1035/63*) Einfluß von Fehlern in den Winkeln und in der Steigung. Nuten der Gewindebohrer. Verdrückte Gewinde. Kraftbedarf beim Bohren in verschiedenen Metallen und bei Anwendung verschiedener Schmiermittel. Meinungsaustausch.

Schmiedeiserne Rohrleitungen. Von Ginsberg. Schluß. (Gesundhtsing. 20. Juli 12 S. 593/97*) S. Zeitschriftenschau vom 27. Juli 12.

Materialkunde.

Note on the investigation of fractures. Von Rogers. (Engng. 19. Juli 12 S. 102/03*) Angaben über ein neues Verfahren, Abdrücke von Bruchflächen herzustellen, und Beispiele seiner Anwendung.

Untersuchung der gerissenen Stirnwand eines Schiffskessels. Von Heyn und Bauer. (Stahl u. Eisen 18. Juli 12 S. 1169/74*) Die Untersuchung des Bleches durch das Kgl. Materialprüfungsamt in Groß-Lichterfelde hat ergeben, daß die Ursache des Reißens auf falsche Behandlung des Bleches, und zwar auf bleibende Formänderung bei Blauwärme (150 bis 350°) zurückzuführen ist.

Meßgeräte und -verfahren.

Der Mikro-Indikator zur Untersuchung schnellaufender Maschinen. Von Mader. Forts. (Dingler 20. Juli 12 S. 451/54*) Antrieb des Indikators. Der Schreibhebel kann durch eine ausrückbare Kupplung stillgesetzt werden. Forts. folgt.

Wind pressure on inclined roofs. (Eng. News 11. Juli 12 S. 66/68*) Die Versuche von Boardman in Reno, Nevada, haben ergeben, daß zwischen Windgeschwindigkeit und Winddruck eine lineare Abhängigkeit besteht.

Metallbearbeitung.

Ueber Stahl- und Werkstückwechsel bei Drehbänken (sogen. Revolverdrehbänke und Automaten). Von Fischer. Forts. (Werkst.-Technik 15. Juli 12 S. 357/62*) Befestigen und Einstellen der Werkzeugköpfe. Bewegen der Werkzeuge durch Daumen. Forts. folgt.

The Rivett internal grinding machine in the automobile factory. Von Lucas. (Machinery Juli 12 S. 871/73*) Mitteilung aus der Fabrik der Stevens-Duryea Co. Einspannköpfe für Rollen, Laufringe, Kugeln und kleine Kegelräder.

Neu-Schärfen von Fräsern ohne Ausglühen. (Werkst.-Technik 15. Juli 12 S. 362/64*) Die Zahnlücken werden zunächst mit einer dünnen Schleifscheibe eingeschnitten, und dann werden die neuen Zähne durch Ausschleifen gebildet. Beispiele mit Angaben über den Zeitaufwand.

Hobs for spur and spiral gears. Von Edgar. (Machinery Juli 12 S. 823/25*) Zähnezahlen, Durchmesser und Zahnformen der Fräser. Wiedergabe der erzeugten Zahnquerschnitte. Vorkommende Fehler.

Piercing and embossing die for an automobile head lamp front. Von Lawrence. (Machinery Juli 12 S. 826*) Schnittzeichnungen des Werkzeuges für das ringförmige Preßstück mit 8 Löchern auf dem Umfange.

Machine handles. Von Horner. Forts. (Machinery Juli 12 S. 854/60*) Griffe und Handräder mit Feststellvorrichtungen und Kupplungen.

Motorwagen und Fahrräder.

6-horse-power single-cylinder traction engine with superheater. (Engng. 19. Juli 12 S. 99*) Der Rauchkammerüberhitzer der Straßenlokomotive von Marshall, Sons & Co. in Gainsborough besteht aus 8 durch Umkehrkammern verbundenen Paaren von Schlangenrohren.

Processes in production of automobile transmission gears. (Machinery Juli 12 S. 833/37*) Verwendete Stahlarten. Abstechen der Radscheiben. Abdrehen und Glühen, Ausbohren, Fertigdrehen und Schneiden. Härten. Nachbearbeiten.

Schiebermotoren. Von Praetorius. Forts. (Motorw. 20. Juli 12 S. 495/97*) Maschinen der AEG und von Roots mit einem einzigen Schieber. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Betrachtungen über bemerkenswerte neuere Konstruktionen sowie Versuchsergebnisse von Zentrifugalpumpen. Von Gutmann. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 20. Juli 12 S. 311/12*) Versuche mit Angaben über die Drücke und Geschwindigkeiten in der Pumpe.

Schiffs- und Seewesen.

The transporter ship »Kanguroo« for submersible boats. (Engng. 19. Juli 12 S. 86/90*) Ausführliche Darstellung des in Zeitschriftenschau vom 22. Juni 12 erwähnten französischen Dockschiffes.

Winke für den Verkauf von Schiffsölmaschinen. Von Harmsen. (Motorw. 20. Juli 12 S. 499/502*) Anpassung der Lei-

stung und Umlaufzahl der Maschine an das Boot. Umsteuerbarkeit, Bedienbarkeit, Ueberlastbarkeit. Kosten in Abhängigkeit von der Leistung.

Textilindustrie.

Selfaktor mit hydraulischem Teilgetriebe. Von Voigtlaender-Tetzner. (Leipz. Monatschr. Textilind. 15. Juli 12 S. 170/74*) Bei dem dargestellten Selbstspinner mit steiler Wagenbahn sind statt der Spindeln das Streckwerk und Aufsteckgatter auf dem auf und ab bewegten Wagen gelagert.

Unfallverhütung.

An analysis of accidents in a machine tool works. Von Burlingame. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Juli 12 S. 997/1002) Untersuchungen über die Unfälle in den Werken der Brown & Sharpe Mfg. Co. in den Jahren 1905 bis 1910. Verteilung auf die verschiedenen Maschinenarten.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Desirable improvements in american gas engine design. Von Hirschfeld (Machinery Juli 12 S. 866/69*) Einige Fehler bei der Verbindung zwischen Zylinder und Rahmen. Vorteile und Nachteile verschiedener Ventilanordnungen. Bauart der Kurbellager.

Wasserversorgung.

The municipal water works at Corning, California. Von Braun. (Eng. Rec. 29. Juni 12 S. 725/26*) Das Wasserwerk enthält eine zweistufige Kreiselpumpe für 3,02 cbm/min bei 45,7 m Druckhöhe mit Antrieb durch einen 50 PS-Induktionsmotor für 2200 V, 60 Per./sk und 1200 Uml./min.

The Derwent Valley water works. (Engineer 19. Juli 12 S. 59/62* mit 1 Taf.) Die Anlage umfaßt zwei Talsperren bei Howden und Derwent von 9,3 und 9,1 Mill. cbm Inhalt mit rd. 40 m hohen Staumauern, Leitungen von rd. 100 km Gesamtlänge und eine Filteranlage bei Bamford mit 2,2 ha Gesamtfläche. Lagepläne, Bau der Talsperren und der Filter.

Werkstätten und Fabriken.

The American Bridge Co.'s Gary shops. (Iron Age 4. Juli 12 S. 8/15*) Die Anlage bedeckt rd. 65 ha, hat eine Leistungsfähigkeit von 10000 t monatlich und kann auf das Doppelte ausgebaut werden. Lageplan. Einzelheiten der Eisenkonstruktion. Ausrüstung. Die größten Krane sind für 18,3 m Spannweite und 80 t gebaut. Der vom Hüttenwerk in Gary bezogene Drehstrom wird in 2 Umformern für 440 und 710 PS in Gleichstrom von 220 V umgewandelt. Arbeitsgang.

Messrs. Workman, Clark and Co.'s works at Belfast. (Engng. 19. Juli 12 S. 73/83* mit 8 Taf.) Die Gesellschaft besitzt zwei auf gegenüberliegenden Ufern des Lagun-Flusses erbaute Werften mit 7 und 5 Hellingen, die Bauten von 127 bis zu 305 m Länge aufnehmen können. Entwicklung der Bautätigkeit. Lagepläne, Werkstätten, Kraftwerke, Hebezeuge.

Rundschau.

Die **europäische Dampfschiffahrt** kann in den ersten Tagen des August auf ihr **100jähriges Bestehen** zurückblicken. Nach manchen erfolgversprechenden Versuchen am Ende des 18. Jahrhunderts in England, Frankreich und Nordamerika war es im August 1807 dem großen amerikanischen Ingenieur Robert Fulton (geb. 1765, gest. 1815) gelungen, mit seinem »Claremont« die denkwürdige Fahrt von New York nach Albany mit Erfolg zurückzulegen. Damit beginnt die Dampfschiffahrt in den Kreis der ständig benutzten Verkehrsmittel einzutreten.

Ausführlich konnte damals dieses 100 jährigen Jubiläums der Dampfschiffahrt gedacht werden[1]). In Europa dauerte es noch 5 Jahre, ehe auch hier ein ständiges Dampfschiffahrtsunternehmen ins Leben treten konnte. Diese Einführung der europäischen regelmäßigen Dampfschiffahrt verdanken wir dem unternehmungslustigen Schotten Henry Bell. 1767 geboren, war ihm zunächst eine sehr bewegte Jugend beschert, die ihn in die denkbar verschiedensten Berufe einführte. So finden wir ihn auch in London als Mühlenbauer bei dem berühmten John Rennie; später kehrte er nach Schottland zurück und errichtete hier Bleichereien und Färbereien. Schließlich hatte er sich in einem kleinen Seebadestädtchen an der Clydemündung in Helensburgh auch eine Badeanstalt erworben. Es lag nun in seinem Interesse, den Bootsverkehr zwischen Glasgow und Helensburgh zu verbessern, und dieses Bedürfnis führte ihn dazu, die Dampfkraft anzuwenden. Ein Maschinenbauer aus Glasgow, John Robertson, der bei ihm in der Sommerfrische war, unterstützte ihn darin. Bell ließ bei Wood & Co. in Glasgow ein kleines Schiff, den »Comet«, erbauen. Die Maschine baute ihm Robertson. Sie entsprach zuerst noch recht wenig den Anforderungen. Der gußeiserne Kessel war viel zu klein für die Maschine. Bell kaufte deswegen eine neue Maschine von Robertson für 3300 *M*. Einen neuen Kessel lieferte John Napier. Die erste Versuchsfahrt des »Comet« fand Ende Juli 1812 statt, und wenige Tage darauf, in den ersten Augusttagen 1812, konnte der »Comet« mit 20 Fahrgästen an Bord seine erste öffentliche Fahrt antreten. Bell nahm 100 *M* dafür ein. Am 5. August war dann in den Glasgower Zeitungen eine große Anzeige zu lesen, wonach die Dampfschiffahrt zwischen Glasgow und Greenock nunmehr eröffnet sei. Damit begann die regelmäßige europäische Dampfschiffahrt. In der Anzeige führte Bell aus, daß es ihm gelungen sei, mit vielen Kosten ein schönes Schiff in Fahrt zu stellen, welches bestimmt sei, mit der Kraft des Windes und des Dampfes zu segeln. Tatsächlich wurde bei den ersten Fahrten auch noch der Schornstein als Mast benutzt, an dem das große Segel befestigt war. Bell weist dann noch auf die große Eleganz und Sicherheit sowie die große Geschwindigkeit des Schiffes hin. Er wolle alles tun, was in seiner Macht stehe, die Gunst des Publikums zu verdienen. Für die erste Kabine sollten zunächst

Fig. 1 bis 3. Die erste europäische Schiffsmaschine.

Fig. 1. Schiffsmaschine von Bells »Comet«.

[1]) s. Z. 1907 S. 1285.

4 sh, für die zweite 3 sh gezahlt werden. Das Schiff war 40 Fuß (12,19 m) lang und 10,5 Fuß (3,2 m) breit. Die Maschine leistete 4 PS. Sie wurde aber bald durch eine stärkere ersetzt, die 1862 dem Science Museum in South Kensington, London, als wertvolles Erinnerungsstück von Napier überwiesen wurde. Fig. 1 zeigt die Abbildung dieser berühmten Dampfmaschine des »Comet«, Fig. 2 und 3 lassen den Einbau von Maschine und Kessel, sowie den Antrieb der Ruderräder erkennen. Der Zylinder steht auf einem gußeisernen Gestell. Die Kolbenstange stößt nach oben aus; von ihrem Querhaupt gehen zwei Schubstangen nach dem seitlich neben dem Gestell angeordneten Hebel; von hier aus wird die Kurbel angetrieben. Die beiden Schaufelräder zu beiden Seiten des Schiffes sind gegeneinander versetzt und erhalten ihren Antrieb durch Zahnräder von der Kurbelwelle aus. Der Dampf wird durch einen vom Exzenter angetriebenen Muschelschieber verteilt. Der Kondensator steht zwischen den beiden Seitenhebeln, von denen aus auch die Luftpumpe betrieben wird. Ein großer Niederdruckdampfkessel, genau wie bei den Landmaschinen mit Mauerwerk umgeben, liefert den Dampf.

Fig. 2 und 3.
Einbau der Maschinenanlagen in den »Comet«.

Schon im nächsten Jahre wurden, durch den Erfolg von Bells »Comet« veranlaßt, neue leistungsfähigere Dampfboote gebaut. Bell versuchte, auch mit seinem »Comet« neue Gebiete der Dampfschiffahrt zu erobern. Er hat eine Reihe höchst bemerkenswerter Fahrten mit dem »Comet« unternommen, bis schließlich dieser Dampfer am 15. Dezember 1828 als erstes Dampfschiff scheiterte und zugrunde ging. Bell selbst starb am 14. November 1830 in Helensburgh. Auch die Dampfschiffahrt, die er 1812 mit seinem »Comet« eröffnet hatte, hat ihm keine Reichtümer eingetragen. Am Ufer des Clyde hat man ihm 1838 ein Denkmal errichtet[1]). C. Matschoß.

Dünnwandiger Hochofen mit doppeltem Blechpanzer der Detroit Iron and Steel Co. Im Anschluß an die Mitteilungen in Z. 1912 S. 22 über die Entwicklung dünnwandiger Hochöfen in Amerika ist in Fig. 4 und 5 ein Hochofen der Detroit Iron and Steel Co. in Detroit, Mich., als Beispiel für den Umbau eines alten Ofens in einen solchen der neuen Bauart dargestellt[2]). Der Ofen ist in den Jahren 1902 und 1903 mit dem gewöhnlichen dicken Gemäuer errichtet worden und mit kurzen Unterbrechungen bis 1911 im Betrieb gewesen. Nachdem die Gesellschaft 1909 einen zweiten Ofen gebaut hatte, sollte der erste umgebaut und durch Erweitern des Gestelles, des Kohlensackes und des Schachtes vergrößert werden. Die betreffenden Durchmesser wurden um 305 mm größer gemacht, so daß die Leistungsfähigkeit des Ofens um rd. 24 vH erhöht wurde. Als Wanddicke wählte man, nachdem man die Frage der dünnen Wandungen sorgfältig geprüft hatte, nur 305 mm und umgab den Schacht mit einem 20 mm dicken Walzblechpanzer. Den alten Panzer zu benutzen, hätten schon seine geringe Wandstärke und sein zu großer Durchmesser nicht zugelassen, aber amerikanische Findigkeit ermittelte auch hier einen Weg, um zu verhindern, daß er wertlos wurde. Man baute ihn nämlich in der alten Weise wieder auf, so daß der Ofen jetzt zwei Panzer hat, einen inneren, der das Ofenmauerwerk zusammenhält, und einen äußeren, der die Ringbühnen, den Schrägaufzug und zum Teil auch die Aufbauten an der Gicht trägt. Durch dieses Vorgehen hat man die Kosten für den Umbau erheblich verringern können, da man mit dem alten Panzer natürlich auch seine Ausrüstung, d. h. die ganzen äußeren Aufbauten des Ofens, fast ohne Aenderung wieder verwenden konnte. Neu an dem wesentlich vergrößerten Ofen sind demnach nur der innere Panzer mit dem Mauerwerk, die Kühleinrichtung und die Ringbühnen um den alten Panzer.

Der alte Panzer ist rd. 17 m hoch und besteht aus neun Ringen, wovon der obere und der untere 16, die mittleren sieben 13 und 10 mm dick sind. Der wagerecht liegende Tragring *a*, auf dem der ganze Mantel ruht, ist besonders kräftig gehalten. Der Panzer wird von 8 Stützen, die aus Trägern zusammengenietet und am oberen und unteren Ende miteinander verbunden sind, getragen. Mittels angenieteter Auskragungen tragen die acht Stützen auch den inneren Panzer, der aus 7 Blechschüssen von 20 mm Dicke besteht. Der Mantelring, auf dem dieser Panzer ruht, ist verhältnismäßig leicht, da er nicht viel auszuhalten hat. Die Höhe des innern Panzers beträgt 19,3 m, die des ganzen Ofens vom Gestellboden bis zur Gichtbühne 23,94 m. Das Gewicht des Abzugrohres *b*, welches das Gichtgas durch Abzweigleitungen an drei um 120° versetzten Stellen entnimmt, ferner das Gewicht der beiden Rohre *c*, wovon in der Figur nur eines sichtbar ist, mit den Sicherheitsklappen sowie das der Schrägbrücke mit den an ihr aufgehängten beiden Verschlußglocken *d* und *e* des Gichtverschlusses nimmt der äußere Panzer auf; dagegen trägt der innere die Gichtbühne nebst den Schütttrichtern und der umlaufenden Verteilvorrichtung. Damit nun auch die richtige Stellung der Glocken in den Trichtern gewahrt bleibt, sind der innere und der äußere Panzer durch besondere Führungen gegeneinander zentriert. Es ist Sorge dafür getragen worden, daß sich beide Panzer trotz der mannigfachen im Wege stehenden Rohre usw. in senkrechter Richtung unbehindert ausdehnen können. Zum Kühlen des inneren Panzers mit Wasser dienen sechs

Fig. 4 und 5.
Amerikanischer dünnwandiger Hochofen mit doppeltem Blechpanzer.

Fig. 4. Querschnitt.

Maßstab 1 : 250.

[1]) s. C. Matschoß, Die Entwicklung der Dampfmaschine, Berlin 1908, Bd. I S. 80 und 81 und S. 639.

[2]) s. The Iron Age vom 18. April 1912.

Ringleitungen von 51 mm Dmr. mit Ausflußöffnungen von 3 mm Dmr. und 152 mm Abstand voneinander. Die Leitungen stehen mit 4 senkrechten Speiseleitungen in Verbindung. An den Anschlußpunkten befinden sich Ventile, so daß nach Bedarf einzelne Stellen mehr oder weniger kräftig berieselt werden können. Für gewöhnlich wird auf eine möglichst gleichmäßige Berieselung Wert gelegt. Das Wasser wird in einem Trog am unteren Ende des Panzers wieder gesammelt und dann fortgeleitet. Sechs Ringbühnen am äußeren Panzer, die durch Leitern miteinander verbunden sind, gewähren den

Fig. 5. Ansicht.

Zutritt zu den einzelnen Ringleitungen. Der alte Panzer ist für diesen Zweck durch ebensoviel Reihen von 508 × 609 qmm weiten Oeffnungen durchbrochen worden. Hier jedoch liegt offenbar die Schwäche der eigenartigen Bauart. Denn da man in Amerika gerade bei der Kühlung dieser dünnwandigen Hochöfen mit Blechpanzern an Stelle der in Deutschland üblichen Gußeisenpanzer mancherlei Schwierigkeiten gehabt hat, wäre eine gute Zugänglichkeit der Schachtwand von großem Wert. Eine solche ist aber bei dem dargestellten Ofen nicht vorhanden. H. Groeck.

Der **Internationale Verband der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine** hielt vom 26. bis 28 Juni in München seine 42. Delegierten- und Ingenieur-Versammlung ab. Schon die reichhaltige Tagesordnung ließ erkennen, daß der Verband das umfangreiche Gebiet des Dampfkessel- und Dampfmaschinenwesens mit tiefem wissenschaftlichem Ernst und regem Eifer bearbeitet, ein Eindruck, der durch die Verhandlungen in hohem Maße verstärkt wurde.

Ueber die Tätigkeit der Kommission zur Prüfung schadhafter Kesselmaterialien berichtete ihr Vorsitzender, Hr. Bütow-Essen (Ruhr). Im vergangenen Jahre waren 8 Unfallsendungen eingegangen, von denen 5 durch die Firma Fried. Krupp A.-G. in Essen in entgegenkommender Weise eingehenden Prüfungen und Untersuchungen unterzogen wurden. Die untersuchten Sendungen betrafen in 3 Fällen Mantelplatten, ferner einen Boden eines Zweiflammrohrkessels und drei Siederohre eines Dampfkessels. In keinem dieser Fälle konnte schlechtes Material als Ursache der Risse festgestellt werden.

Die in der Zeit vom September 1907 bis Anfang 1912 zur Prüfung eingesandten 18 Unfallstücke entstammten in 16 Fällen ortfesten Dampfkesseln, in einem Falle einem Lokomobilkessel und in dem letzten Falle einem Dampffasse. Teilt man die Fälle nach den Ursachen ein, die sich bei den Prüfungen als Grund des Schadhaftwerdens ergeben haben, so ist nur bei zwei Unfallsendungen dem Material allein die Schuld beizumessen, während bei einem dritten Unfallstück noch andre Umstände hinzukommen. Bei drei weiteren Fällen ist mangelhafte Verarbeitung die Ursache des Unfalles, und zwar hat sich einmal ein Wasserrohr als schlecht geschweißt ergeben, und zweimal sind alte geschweißte Rohre wieder aufgerissen. Bei sechs Blechen führte das Stanzen der Nietlöcher zur Rißbildung. Zu schnelle Außerbetriebsetzung und Aufspeisen des noch nicht genügend abgekühlten Kessels mit kaltem Wasser hatte zweimal Schäden zur Folge; bei drei Kesseln platzten Wasserrohre durch Kesselsteinansatz und zu hohe Kesselbeanspruchung. Schließlich war in einem Falle fehlerhafte Konstruktion (ungenügend versteifter Boden) festzustellen.

Ob man durch solche Unfalluntersuchungen die Rißbildung wird ergründen können, mag dahingestellt bleiben. Jedenfalls aber zwingen die Untersuchungen, über die berichtet wurde, fast zu der Ansicht, daß in dem Kesselmaterial selbst weniger die Schuld an der Rißbildung zu suchen ist, als in der späteren Behandlung des Materials bei der Herstellung des Kessels und bei seinem Betriebe. Die Arbeiten der Kommission sollen auch im kommenden Jahre fortgesetzt werden.

Hr. v. Bach berichtete über Versuche der Materialprüfungsanstalt Stuttgart zur Ermittlung der in den Längsankern der Kessel infolge der inneren Flüssigkeitspressung eintretenden Spannungen. Bei den Versuchen wurden Ankerrohre verwendet, deren Elastizität durch Eichung ermittelt worden war. Die Ergebnisse sollen bis zur nächsten Versammlung noch ergänzt und sodann als Grundlagen zur Aufstellung einer Norm benutzt werden.

Das Gebiet der autogenen Schweißung behandelte Hr. R. Baumann, Stuttgart. Die Materialprüfungsanstalt Stuttgart hat 6 Proben untersucht, die sämtlich erkennen ließen, daß in den letzten 5 Jahren ein allgemeiner Fortschritt in der Güte der Schweißung nicht zu verzeichnen ist. Besondere Verwunderung erregten Blechverbindungen für Dampfkessel, derart hergestellt, daß nietförmige Körper aus eingeschmolzenem Metall an die Stelle der Niete treten. Die (elektrische) Schweißarbeit war überdies mangelhaft. Die 1908 in Wiesbaden aufgestellten Beschlüsse, die zur größten Vorsicht mahnen, sind deshalb auch heute noch als durchaus berechtigt anzusehen.

Hr. R. Baumann berichtete ferner über die Berechnung gewölbter und ähnlicher Feuerbüchsen. Er stützte sich auf Versuche, die in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart ausgeführt worden sind. Die Berechnung der mit wellenförmigen Rippen versteiften Feuerbüchse von Lanz kann nach dem von Dr. Grether 1908 angegebenen Verfahren durchgeführt werden. Für die durch ein Rippenkreuz versteifte Feuerbüchsdecke von Marshal, Sons & Co. Ltd. in Gainsborough und A. Lythall in Neubrandenburg ist ein neues Berechnungsverfahren von Baumann ausgearbeitet worden.

Die Herren v. Bach und Baumann machten Mitteilung von den bisherigen Ergebnissen der Versuche zur Klarstellung des Einflusses der Spannungen, die durch das Nieten im Material hervorgerufen werden und die der Entstehung von Nietlochrissen Vorschub leisten können. Die Versuche, über die in dieser Zeitschrift berichtet werden wird, sind in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart ausgeführt worden.

Hr. v. Bach berichtete über den Einfluß der Temperatur der Zylinderwandungen auf die Vollkommenheit der Dichtung von Steuerungsventilen der Kolbendampfmaschinen. Er kommt auf Grund von Versuchen zu dem Ergebnis, daß es nicht angängig erscheint, allgemein auszusprechen: Die Ventile sind dicht, wenn sie bei bestimmten Temperaturverhältnissen dicht befunden worden sind, und daß die Undichtheit der Steuerungsventile überhaupt einflußreicher sei, als man gemeinhin anzunehmen pflege.

Hr. R. Baumann teilte die Ergebnisse von Kerbschlagversuchen an Stäben verschiedener Breite mit, die in der Materialprüfungsanstalt Stuttgart ausgeführt worden sind. Bei verschiedenen Materialien erwies sich die zum Bruch verbrauchte Arbeit als sprungweise veränderlich, wenn die Breite

einen gewissen Wert überschreitet. Da aus Blechen Stäbe von 30 mm Breite, wie vereinbart worden ist, nicht immer entnommen werden können, so kann bei ihnen die Kerbschlagprobe zu irrtümlicher Beurteilung führen. Die Arbeit wird in dieser Zeitschrift veröffentlicht werden.

Hr. Berner sprach über die Verbreitung und Anwendung der Dampfüberhitzung. Seine Mitteilungen stützten sich auf umfangreiche Erhebungen von 25 deutschen und 3 russischen Verbandsvereinen und bezogen sich auf über 25 vH aller gegenwärtig vorhandenen deutschen Überhitzeranlagen.

Die Angaben über die Verbreitung der Ueberhitzer betrafen Zahl, Heizfläche und Bauart der mit Ueberhitzern ausgerüsteten Kessel. Von sämtlichen ortfesten Kesseln sind gegenwärtig etwa 10 vH, von den in den letzten 3 Jahren aufgestellten Kesseln nahezu die Hälfte mit Ueberhitzern ausgerüstet worden. Der Bauart nach steht der Wasserrohrkessel an der Spitze. Im ganzen sind 44 vH, in den letzten drei Jahren sogar 71 vH aller Wasserrohrkessel mit Ueberhitzern versehen worden. Die durchschnittliche Heizfläche der Kessel mit Ueberhitzern ist ziemlich doppelt so groß wie die ohne Ueberhitzer. Die Größe der Ueberhitzerfläche beträgt im Durchschnitt $^1/_3$ der Kesselheizfläche.

Während das Gebiet der Krafterzeugung heute von der Dampfüberhitzung vollständig beherrscht wird, ist ihre Anwendung für Kochzwecke deutlich zurückgegangen. Es hängt dies mit der immer weiter gehenden Abdampfverwertung und vor allem damit zusammen, daß in diesem Falle die Ueberhitzung nur unter ganz bestimmten Verhältnissen wirtschaftliche Vorteile bietet. Für Maschinenbetrieb behauptet sich immer mehr die hohe Ueberhitzung (zwischen 300 und 350°), verbunden mit hoher Dampfspannung. Bei der Bauart der Ueberhitzer verschwinden alle Besonderheiten nahezu hinter der Verwendung des gewöhnlichen glatten Rohres. Die Unterschiede verschiedener Bauarten im Wärmedurchgang sind nach wie vor äußerst schwierig zuverlässig zu beurteilen und haben praktisch entfernt nicht die Bedeutung wie die Maßnahmen zur Erhaltung der Wirksamkeit und Erhöhung der Betriebsicherheit. Die Zahl der vollständig leicht ausziehbaren Ueberhitzer ist noch sehr gering; es verdient diese Möglichkeit aber entschieden mehr Beachtung. Die empfindlichen Abschlußorgane für die Ueberhitzerkammern werden immer noch häufig ohne eigentliches Bedürfnis und besondern Nutzen verwendet. Eine wirtschaftlich und für die Schonung der Ueberhitzer gleich wertvolle Lösung der Regelung der Dampftemperatur ist allgemein bis heute noch nicht gefunden worden.

Weitere Erhebungen über die Anwendung der Dampfüberhitzung im Lokomotiv- und Schiffsbetriebe werden noch in der Niederschrift der Verhandlungen bekannt gegeben werden.

Zwei Berichte behandelten das Gebiet der Ekonomiseranlagen. Untersuchungen, die hauptsächlich im Hinblick auf die Wärmeverteilung in der Kesselanlage durchgeführt wurden, hatten, wie Hr. Gleichmann, Mannheim, mitteilte, das Ergebnis, daß es immer zweckmäßig ist, soweit als möglich die Wärmeübertragung im Ekonomiser vorzunehmen, und zwar für geringe Speisewassertemperaturen bei einer Schornsteintemperatur von 130°, während bei hoher Temperatur des Wassers beim Eintritt in den Ekonomiser die zweckmäßige Schornsteintemperatur sich immer mehr nach 200° hin verschiebt.

Nach einem kurzen Rückblick auf einen im Jahre 1909 erstatteten Bericht des Hrn. Eberle erörterte Hr. Kammerer, Mühlhausen, den Einfluß sowohl der Wassergeschwindigkeit als auch der Schaltung auf den Wärmeübergang im Ekonomiser. Die Wassergeschwindigkeit hat, wie schon Eberle hervorgehoben hat, nur einen geringen Einfluß auf die Wärmeübertragung, während diese in hohem Maße von der Rauchgasgeschwindigkeit abhängt. Größer als der Einfluß der Wassergeschwindigkeit ist derjenige der Wasserführung, und zwar läßt sich dieser für die Gleichstrom- und Gegenstrombewegung leicht theoretisch verfolgen, während er für den Kreuzstrom beim Greenschen Ekonomiser nicht so einfach festgestellt werden kann. Wie durch ausgerechnete Beispiele gezeigt wurde, befindet sich der Kreuzstrom in wirtschaftlicher Hinsicht immer zwischen Gleich- und Gegenstrom. Nebenbei wies der Berichterstatter darauf hin, daß die Anwendung der sogenannten Wärmeübertragungszahl, welche sich als Quotient der stündlich übertragenen Wärmemenge durch die Heizfläche und den Unterschied der mittleren Heizgas- und Wassertemperaturen ergibt, als Wertmesser für den Vergleich verschiedener Schaltungen an einem Ekonomiser nicht richtig ist, und daß nur die übertragene Wärmemenge oder der Wirkungsgrad des Ekonomisers zu diesem Zweck benutzt werden kann. Da jedoch bei Vergleichsversuchen die Rauchgas- und Wassereintritts-Temperaturen nicht immer genau gleich gehalten werden können, wird vorgeschlagen, als Vergleichswert die übertragene Wärmemenge, bezogen auf 1° Temperaturunterschied zwischen Heizgas- und Wassereintritt, zu nehmen. An Hand eines Beispieles zeigte der Berichterstatter, wie für eine bestimmte Wasser- und Heizgasmenge die übertragene Wärmemenge bei Gleichstrom- und Gegenstrombewegung mit der Größe der Heizfläche zunimmt. Ebenso sind die Unterschiede in der Wärmeübertragung zwischen Gleich- und Gegenstromführung bei knapp bemessenen Ekonomisern ziemlich gering; sie nehmen aber bei großen Ekonomisern beträchtliche Werte an.

Zum Schluß wurden die Ergebnisse einiger vom Elsässischen Verein von Dampfkesselbesitzern ausgeführten Versuche mitgeteilt, welche den Nutzen der Gegenstromführung gegenüber der Kreuzstromschaltung von Green dartun. Dabei wurde betont, daß es bei solchen Versuchen besonders wichtig ist, daß alle Versuchsbedingungen, besonders die Rauchgasmengen, gleich gehalten werden.

Von den zahlreichen anderen Berichten seien noch erwähnt:

Pietzsch, Mannheim: Mittel zur Dichtung der großen freien Mauerflächen der modernen Wasserrohrkessel.

Hilliger, Berlin: Ausbreitung und Nutzen von Anlagen mit künstlichem Zug.

Köhler, Dortmund: Einrichtungen zum Kohlen- und Aschentransport in kleineren Kesselanlagen.

Klein, Stuttgart: Vergleichung der Innen- mit der Vorfeuerung bei Steinkohle.

Vinçotte, Brüssel: Vor- und Nachteile der Speisung in den Dampfraum.

Prössel, Chemnitz: Ist die Sicherheit des Kesselbetriebes durch häufigen Wechsel des Bedienungspersonals, insbesondere bei Pausen von kürzerer Dauer, gefährdet?

Krauß, Wien: Der Speisewasserenthärter Luminator.

Der vielversprechende Bericht des Hrn. Deinlein, München, über den Einfluß der Dampftemperatur auf den Dampfverbrauch bei Heißdampfmaschinen mußte leider wegen Zeitmangels unterbleiben. Er wird jedoch in der Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereines veröffentlicht werden. Sämtliche Vorträge werden in voller Ausführlichkeit in der Niederschrift der Verhandlungen, die in diesem Jahre zum erstenmal auch in französischer Sprache erscheint, veröffentlicht werden. Die Geschäftsführung des Verbandes wurde wiederum dem Bayerischen Revisionsverein übertragen. Die nächstjährige Verbandsversammlung wird in Moskau abgehalten werden. Hellmich.

Die Bewässerung der Konia-Ebene. Ueber den Plan, die Konia-Ebene zu bewässern, haben wir bereits in Z. 1908 S. 39 kurz berichtet. Die anatolische Eisenbahngesellschaft hatte sich in einem Vertrag mit der ottomanischen Regierung verpflichtet, das Werk in 5 Jahren auszuführen. Inzwischen sind diese Arbeiten so gefördert worden, daß man noch in diesem Jahre mit einer planmäßigen Bewässerung beginnen will. Der Boden ist ein nährstoffreicher Verwitterungsboden, der reiche Ernten hervorbringt, wenn für genügende Bewässerung gesorgt wird; Niederschläge treten aber nur in den Monaten November bis Juni auf; die Schneeschmelze dauert von März bis Juni, und die kleinen Flüsse führen das Schmelzwasser durch einfache Bewässerungskanäle weit in das Land; aber ehe sie noch die Salzwüste erreichen, sind sie ausgetrocknet. Um nun die Konia-Ebene regelmäßig bewässern zu können, beschloß man, den 80 km westlich von Konia und 120 m höher gelegenen Bey-Schehir-See als Aufspeicherungsbecken zu benutzen; der See hat eine Oberfläche von 68000 ha, und es genügen wenige Zentimeter Wasserhöhe, um die für die Bewässerung erforderliche Wassermenge zu liefern. Am Abfluß des Sees bei dem Orte Bey-Schehir wurde ein Schützenwehr mit 15 Oeffnungen von 1,5 m Breite und 1,5 m Höhe eingebaut; eine Landstraße mit 4,5 m breiter Fahrbahn und zwei Fußwegen von je 1 m Breite führen neben dem Wehr über den Bey-Schehir-Fluß; der Fluß mündet etwa 68 km südöstlich in einen zweiten See, den Karawiran-See; ursprünglich bestand die Absicht, diesen See völlig trocken zu legen und dadurch auf seinem Grunde fruchtbare Landflächen zu gewinnen, während das im Bey-Schehir-See angestaute Wasser durch einen neuen Kanal um den See herum zur Weiterführung in die 50 bis 60 m breite und 22,2 km lange Balikowaschlucht geleitet werden sollte; aus verschiedenen Gründen beschränkte man sich aber auf die Gewinnung von nur 1840 ha. Am Ende des Sees, bei dem Dorfe Serai, erbaute man eine Stauschleuse, in deren Unterwasser der Verbindungskanal mündet. Ebenso legte man kurz vor die Ab-

zweigungsstelle des Kanales aus dem Fluß eine Stauschleuse und in geringer Entfernung davon ein Stauwerk in den Verbindungskanal, um die Zuleitung des Wassers in den Kanal zu regeln. Am Ende der Baliklowa-Schlucht mündet von Süden kommend der Tschartschamba-Fluß; da der Fluß durch die vielen Nebenbäche zu Zeiten des Hochwassers gewaltige Geschiebemassen mit sich führt, so mußten kostspielige Flußregulierungen und Verbauungen vorgenommen werden. Die Bagdadbahn kreuzt der Tschartschamba-Fluß unter einer genügend breiten massiven Brücke. Unterhalb der Bahn teilt sich der Fluß in drei Läufe, von denen jeder durch eine Schleuse abgeschlossen werden kann; diese Abschlußbauwerke bestehen schon seit längeren Zeiten und wurden beibehalten. Die Bewässerung erfolgt in sechsfachem Wechselbetrieb unter Zugrundelegung einer dauernden Zuführung von 0,3 bis 0,33 ltr Wasser auf 1 ha und 1 sk. Anfänglich wollte man in vierfachem Wechsel bewässern; da aber der Boden der Konia-Ebene zu schwer ist und das aufgenommene Wasser nur sehr langsam abgeben kann, war es erforderlich, ihm hierfür längere Zeit zu gewähren, als bei vierfachem Betrieb verblieb. Das Wasser wird in der Konia-Ebene durch Kanäle 1., 2. und 3. Ordnung verteilt; die Kanäle 2. Ordnung dienen nur zur Verbindung der Hauptkanäle und der Kanäle 3. Ordnung, der eigentlichen Bewässerungszüge. Die Kanäle 3. Ordnung sind schräg gegen die wagerechten Schichtenlinien gelegt, und ihr Wasserspiegel liegt etwa 25 cm über Gelände, damit sie das Gelände beherrschen; die Länge der Kanäle beträgt 2,5 km, und jeder versorgt ungefähr 150 ha. An allen Abzweigpunkten sind Einlaßschleusen eingebaut. Gleich den Bewässerungskanälen sind zur Abführung des aufgeleiteten Wassers, das nicht in den Boden eindringt, Entwässerungskanäle 3., 2. und 1. Ordnung angelegt; sie haben das Land vor übermäßigen Wasseransammlungen und Versumpfungen zu bewahren. Das gesamte zu bewässernde Gebiet umfaßt 53300 ha; die Kosten des Unternehmens betragen etwa 15,8 Millionen *M*. Die Arbeiten sind im Auftrage der Anatolischen Eisenbahngesellschaft von der Gesellschaft für die Bewässerung der Konia-Ebene in Frankfurt a. M. ausgeführt worden. (Zeitschrift für Bauwesen 1912 Heft 7 bis 9)

Die umfangreichen **Anlagen zur Versorgung der Städte Leicester, Derby, Nottingham und Sheffield mit Trinkwasser,** die seit etwa 10 Jahren von dem Derwent Valley Water Board gebaut werden, nähern sich gegenwärtig ihrer vorläufigen Vollendung. Die Bauten umfassen in der Hauptsache zwei Talsperren von 9,3 und 9,1 Mill. cbm Inhalt sowie eine rd. 45 km lange Wasserleitung, welche die Talsperren mit dem Verteilbecken bei Ambergate verbindet und an einer Puech-Filteranlage bei Bamford vorbeiführt. Von der Leitung sind 27,7 km aus Gußeisenrohren von 1143 mm l. W. hergestellt, der Rest ist gemauert oder als Stollen vorgetrieben. Vom Ambergate-Behälter führen weitere Leitungen nach den Hauptorten des Versorgungsnetzes. Insgesamt können vorläufig 59000 cbm täglich abgegeben werden, nach vollständigem Ausbau das Dreifache. Die Sperrmauern der Talsperren von Howden und Derwent haben 330 und 339 m Länge, 35,7 und 34,8 größte Höhe sowie 53,7 und 51,8 m größte Dicke und zählen zu den bedeutendsten Bauwerken dieser Art in England. (The Engineer 19. Juli 1912)

Die zunehmende Ausnutzung geringwertiger Erze und Brennstoffe in den Vereinigten Staaten. Unter anderm ist es ohne Zweifel auf die vor einigen Jahren einsetzenden zielbewußten Bestrebungen und die aufklärende und anregende Tätigkeit der nordamerikanischen Regierung zurückzuführen, wenn man sich in den interessierten Kreisen der dortigen Industrie neuerdings lebhafter der Frage einer wirtschaftlichen Ausnutzung auch der geringwertigen Bodenschätze des Landes zuwendet. Betrachtet man allein den Abbau der nordamerikanischen Erzfelder, die mangelnde Ausnutzung der Gase beim Verkoken der Kohle oder die geringe Verwendung von Briketts aus minderwertigen Kohlen, so ist der Vorwurf der Verschwendung, den man der amerikanischen Industrie im Gegensatz etwa zu unsern deutschen Verhältnissen macht, bisher sicher berechtigt gewesen. Im Zusammenhang mit dieser Frage bezeichnet es die Zeitschrift »The Engineering and Mining Journal«[1]) als ein Ereignis von mehr als örtlicher Bedeutung, daß die Wisconsin Steel Co. auf ihren Erzfeldern im Mesabi-Bezirk am Oberen See bei Nashwauk neuerdings eine Anlage zum Aufbereiten geringwertiger Erze in Betrieb gesetzt hat. Das ist neben der vor einigen Jahren angelegten Aufbereitung der Oliver Iron Mining Co. in Coloraine bereits die zweite nach demselben Verfahren arbeitende Anlage am Oberen See. Allerdings diente die Anlage in Coloraine mehr Versuchzwecken, während durch den Bau der neuen zum Ausdruck kommt, daß das betreffende Verfahren für die dortigen Erze als geeignet befunden ist. Dieser Tatsache bringt man drüben um so größeres Interesse entgegen, als die Felder mit den geringwertigen Erzen am Oberen See eine gewaltige Ausdehnung haben und nach Ermittlung der richtigen Behandlung eine gute Ausbeute versprechen. Bei der besondern und in den einzelnen Feldern sehr verschiedenen Beschaffenheit der Erze ist die Feststellung des zweckmäßigsten Aufbereitverfahrens nicht leicht. Wahrscheinlich wird es nicht möglich sein, alle diese Erze nach einem einzigen Verfahren zu behandeln. Jedenfalls ist man an dieser Hauptversorgungsstätte der amerikanischen Hüttenindustrie, von der im Jahre 1910 von insgesamt 57,8 Mill. t verbrauchten Erzes allein 47 Mill. t bezogen worden sind, in der bezeichneten Richtung eifrig an der Arbeit. Es sei bei dieser Gelegenheit daran erinnert, daß der Eisengehalt der bekannten hochwertigen Erze vom Oberen See in den letzten Jahren stetig abgenommen hat. Er betrug früher bis zu 68 und 69 vH, heute nur noch 54 bis 55 vH. Bezeichnend für ähnliche Bestrebungen der Amerikaner auf dem Gebiete der Brennstoffversorgung sind die von der Regierung angeregten Versuche in der Brennstoff-Versuchsanstalt zu Pittsburg über das Brikettieren von Lignit. Diese Braunkohlenart findet sich in großen Lagern in Nord- und Süddakota, Montana und Texas. Man hat in Pittsburg festzustellen versucht, ob der Lignit ohne Bindemittel und auf deutschen Braunkohlen-Brikettpressen zu brikettieren sei, ob die Briketts wetterfest und wie hoch die Herstellkosten seien, ferner ob man sie zum Heizen von Kesseln, Beschicken von Gaserzeugern und für häusliche Zwecke verwenden könne[1]). Außer für die Regierung, die selbst große Lager besitzt und der wichtigste Abnehmer von Brennstoffen ist, haben diese Fragen für die oben genannten Staaten hohe Bedeutung, da sie zum Teil von den Steinkohlenlagern sehr weit abliegen. Die Versuche in der von der Maschinenfabrik Buckau A.-G. in Magdeburg gebauten Anstalt haben günstige Ergebnisse gezeitigt. Ein Teil der Lignitsorten ist für das Brikettieren auch ohne Bindemittel geeignet. Als ein gutes Bindemittel für die andern Sorten ist das Zellpech der Gesellschaft Pionier in Walsum a. Rh. befunden worden. Besonders bewährt hat sich das in Ungarn bekannte Brikettierverfahren von Pollacsek. Der Mangel an guten Bindemitteln, die vorwiegend als Nebenerzeugnisse beim Verkoken der Steinkohle gewonnen werden, hat von jeher das Aufkommen der Kohlenbriketts hintangehalten, so daß z. B. 1909 in den Vereinigten Staaten nur 126670 t Briketts gegen rd. 18 Mill. t in Deutschland hergestellt worden sind. Die stetig zunehmende Einführung der Koksöfen mit Gewinnung der Nebenerzeugnisse ist berufen, hier Wandel zu schaffen. Allerdings sind die amerikanischen Hütten und Zechen auch hierin, an deutschem Maßstabe gemessen, noch immer ziemlich weit zurück. Denn der Anteil der Koksöfen mit Gewinnung der Nebenerzeugnisse an der Gesamtherstellung von Koks hat dort 1910 rd. 17 und 1911 rd. 22 vH betragen, während im Rheinisch-westfälischen Kohlenbezirk im Jahre 1910 von 95 Zechen nur 15 von der Gewinnung der Nebenerzeugnisse abgesehen haben.

Die Verbreitung der Blockeinrichtungen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika hat im Jahre 1911 wieder zugenommen. Am 1. Januar 1912 wurden 123020 km mit Blockeinrichtungen betrieben, d. h. 8280 km mehr als am 1. Januar 1911[2]). Die Eisenbahngesellschaften, denen diese Strecken gehören, besitzen zusammen ein Netz von 284720 km Länge, so daß die mit Blockeinrichtungen ausgerüsteten Strecken rd. 43 vH ausmachen. Da die Vereinigten Staaten schätzungsweise 400000 km Eisenbahnen besitzen, entfallen auf 70 km, die ohne Blocksignale betrieben werden, etwa 30 km mit solchen. Von den 123020 km mit Blockeinrichtungen hatten 32740 km selbsttätige, 90280 km mit der Hand zu bedienende Signale. In den meisten Fällen werden Armsignale verwandt. Bei 3260 km schwingt der Arm nach europäischem Vorbild im oberen Quadranten, bei 4040 km kann er drei verschiedene Stellungen einnehmen. Auf 82790 km ist das bedingte Blocksystem eingeführt. Die bedingte Erlaubnis zum Weiterfahren wird entweder durch eine besondere Erlaubniskarte oder durch die dritte Stellung des Signalarmes erteilt. In einigen Fällen wird bei dem Signal mit 2 Stellungen noch eine Fahne oder eine Laterne angebracht. 32 Eisenbahngesellschaften betreiben Strecken von 1 bis 120 km nach dem

[1]) vom 6. Juli 1912.

[1]) s. Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung vom 13. Juli 1912.

[2]) Vergl. Z. 1911 S. 911.

Zugstabverfahren mit elektrischer Auslösung. Die Betriebsicherheit der amerikanischen Bahnen läßt daher, was die Blocksignale betrifft, noch mancherlei zu wünschen übrig. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 10. Juli 1912)

Der **Bau einer Fabrik für Gewehrpatronen in Addis Abeba**, der Hauptstadt von Abessynien, ist von der abessynischen Regierung bereits ziemlich weit gefördert worden. Die aus Deutschland bezogenen Maschinen, die für die Erzeugung von 10 Mill. Patronenhülsen im Jahre ausreichen, sollen bereits in der Nähe der Stadt angelangt sein. Mit der Patronenfabrik soll auch eine Fabrik zum Ausbessern von 15000 bis 20000 Gras-, Mauser- und Lee-Metford-Gewehren verbunden werden. Für den Betrieb wird ein Wasserkraftwerk am Akaki-Fluß, etwa 30 km von der Hauptstadt entfernt, mit zwei 200 PS-Gruppen gebaut, das Strom von 6000 V auch für die Versorgung der Stadt liefern wird. Die erforderlichen Turbinen sind in Manchester bestellt worden. (The Engineer 19. Juli 1912)

Der Umfang des Londoner Motoromnibusverkehrs erhellt am besten aus der Tatsache, daß im ersten Halbjahr 1912 in London 2461 Motoromnibusse gegenüber 2661 Straßenbahnwagen im Betriebe gestanden haben. Diese Fahrzeuge haben in der Zeit vom 1. Januar bis 30. Juni 1912 insgesamt 81 tödliche Unfälle und 1615 Personenverletzungen verursacht. Davon kommen 69 Todesfälle und 793 Personenverletzungen auf die Motoromnibusse. (The Engineer 19. Juli 1912)

Verstärken einer Welle durch Aufschweißen. Ein eigenartiges Verfahren hat man, wie die Zeitschrift »The American Machinist« berichtet[1]), in den Werkstätten der Struthers-Wells Co. in Warren, Pa., benutzt, um den Durchmesser einer Welle nachträglich von 349 mm auf 374 mm zu vergrößern. Die Ankernabe der Dynamo, wofür die Welle bestimmt war, hatte ursprünglich zwei Bohrungen von den bezeichneten Durchmessern; da man aber später einen andern Anker wählte, dessen Nabe durchgehend auf 374 mm ausgebohrt war, so paßte die bereits fertig bearbeitete Welle natürlich nicht, was erst beachtet wurde, als man den Anker aufziehen wollte. Nach mehrfachen Ueberlegungen entschied man sich dazu, das fehlende Material mit Hülfe der Sauerstoff-Azetylen-Flamme auf die zu schwache Stelle aufzuschweißen. Man legte daher die Welle leicht drehbar auf zwei Böcke und wärmte das zu verdickende Ende mit einem gewöhnlichen Petroleumfeuer etwa 2 st lang an, da die Welle vorher mehrere Tage lang bei einer Temperatur von etwa 0° draußen gelegen hatte. Darauf nahmen zu beiden Seiten der Welle zwei Arbeiter Platz und schweißten Streifen von 76 mm Breite und der Länge des halben Umfanges der Welle einen neben dem andern auf die schwache Stelle und weiter bis zum Ende der Welle auf. Dann drehte man die Welle um und verfuhr ebenso mit der unteren Seite. Damit das Arbeitstück nicht abkühlte, arbeitete man Tag und Nacht hindurch ohne Unterbrechung, im ganzen 75 st lang. Dabei wurde eine Fläche von rd. 14700 qcm bedeckt und rd. 8 ltr Eisen verbraucht. Durch diese Behandlung war die Welle etwas verbogen worden. Beim Abdrehen kam daher der Umstand sehr zustatten, daß man nicht nur die schwache Stelle, sondern auch das anschließende Wellenende verstärkt hatte. Die Arbeiten bis zur Fertigstellung der Welle dauerten nicht ganz 7 Tage. Das Aufschweißen erforderte einen Kostenaufwand von rd. 1600 *M*, zusammen mit dem Abdrehen usw. nicht ganz 2500 *M*. Eine neue Welle hätte, abgesehen von dem Zeitverlust, rd. 12600 *M* gekostet.

[1]) vom 13. Juli 1912.

Heringslogger mit Junkers-Maschine. Auf der Internationalen Motor-Ausstellung in Kopenhagen ist von der Firma Frerichs & Co., Osterholz-Scharmbeck, eine 90pferdige Zweitakt-Junkersmaschine ausgestellt. Die Maschine ist in den 37,56 m langen und 6,5 m breiten Heringslogger »Wotan« eingebaut, der bei 2,62 m Tiefgang einen Rauminhalt von rd. 138 Reg.-Tons hat und 800 Faß Heringe laden kann. Die Maschine ist bereits einige Zeit im Betriebe gewesen und hat sich hierbei gut bewährt. Die Maschine hat zwei Zylinder und treibt eine umsteuerbare Schraube. Die Umlaufgeschwindigkeit läßt sich von 280 auf 70 Uml./min verringern. Die Geschwindigkeit des Schiffes beträgt 6 bis 7 Knoten. Zur Speisung der Dampfwinde und der Heizung ist ein besonderer Hülfskessel aufgestellt.

Probefahrt eines für die Militärverwaltung gebauten Zeppelin-Schiffes. Das Militärluftschiff »Z III« ist nach Erledigung der vorgeschriebenen Probefahrt, auf der eine Geschwindigkeit von rd. 22 m/sk festgestellt wurde, vom preußischen Kriegsministerium abgenommen worden. Ein zweites neues Zeppelinschiff »Die Hansa« unternimmt demnächst seinen ersten Aufstieg. Auch dieses Schiff wird, obschon es etwas größer als das vorgenannte ist und Kabinen für eine Anzahl Fahrgäste enthält, dem neuesten Militärluftschiff kaum an Geschwindigkeit nachstehen.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandes des Vereines deutscher Ingenieure

am 7. Juni 1912 in der Liederhalle zu Stuttgart.

(Beginn 9 Uhr vormittags)

Anwesend:

Hr. v. Miller, Vorsitzender,
» Fehlert, Vorsitzender-Stellvertreter,
» Taaks, Kurator,
» Bogatsch, » Heil, » Köster } Beigeordnete;

ferner anwesend:

Hr. Linde, » D. Meyer } Direktoren,
» Hellmich, Schriftführer.

Entschuldigt fehlt Hr. Diesel.

Auf Einladung des Vorstandes nimmt an der Beratung über die Fürsorgebestimmungen für die Beamten des V. d. I. Hr. Paul Beck-München teil.

1) Die auf der Tagesordnung des Vorstandsrates stehenden Gegenstände.

Der Vorstand bespricht die auf der Tagesordnung des Vorstandsrates stehenden Gegenstände. Aus der Besprechung ist folgendes zu vermerken:

Fürsorgebestimmungen für die Beamten des V. d. I.

Der vom Vorstande in seiner Sitzung am 18. März d. J. beschlossene Entwurf der Fürsorgebestimmungen für die Beamten des V. d. I. ist versicherungstechnischen und rechtskundigen Sachverständigen zur Begutachtung vorgelegt worden. Mit Rücksicht auf die Gutachten dieser Sachverständigen und im Hinblick auf Wünsche der Beamten sieht sich der Vorstand bei der Kürze der Zeit genötigt, die Beratung der Angelegenheit zu vertagen.

Das Mandat des bisherigen Pensionskassenausschusses bleibt bestehen. Der Ausschuß soll gleichzeitig einen Normalentwurf für Anstellungsverträge aufstellen.

Im übrigen kommen die Beschlüsse des Vorstandes zu den auf der Tagesordnung des Vorstandsrates stehenden Gegenständen in den demnächst zu veröffentlichenden Verhandlungen des Vorstandsrates zum Ausdruck.

2) Bericht über die erste Sitzung des Ausschusses betr. Stellungnahme gegenüber behördlichen Vorschriften.

Hr. Linde berichtet über die am 10. Mai d. J. im Vereinshause in Berlin abgehaltene Sitzung.

Auf Wunsch des Ausschusses sollen neben den vom V. d. I. vorgeschlagenen wissenschaftlichen und technischen Verbänden auch wirtschaftliche Verbände zu den Beratungen zugezogen werden.

Hr. **Taaks** empfiehlt auf Grund seiner Erfahrungen mit dem Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen eine möglichst lockere Organisation des Ausschusses, damit in jedem Falle eine leichte Beweglichkeit gewahrt werde. Aus diesem Grunde sei von der Aufstellung von Satzungen, der Wahl eines Vorstandes usw. abzusehen.

3) Stellungnahme des V. d. I. zu dem Entwurf von Normal-Unfallverhütungsvorschriften.

Der vom Verbande der deutschen Berufsgenossenschaften aufgestellte Entwurf der Normal-Unfallverhütungsvorschriften hat den Bezirksvereinen vorgelegen.

Die von den Bezirksvereinen vorgetragenen Gesichtspunkte oder Vorschläge sind ohne Nennung der einzelnen Bezirksvereine von der Geschäftsstelle bearbeitet worden.

Der Vorstand erklärt sich damit einverstanden, daß diese Bearbeitung dem Verbande der deutschen Berufsgenossenschaften als Material übersandt wird. In dem Anschreiben soll zum Ausdruck gebracht werden, daß es wünschenswert erscheint, in eine nochmalige Erörterung des Entwurfes einzutreten, zumal bei den Beratungen, die zu dem vorliegenden Entwurf geführt haben, die Industrie nicht hinreichend vertreten gewesen sei.

4) Stellungnahme des V. d. I. zu dem Entwurf eines Preußischen Wassergesetzes.

Der Entwurf eines Preußischen Wassergesetzes ist den Bezirksvereinen unter dem 27. Januar 1912 zur Beratung unterbreitet worden. Zu dem Entwurf haben sich 37 Bezirksvereine geäußert. Die Bezirksvereine stimmen in ihrer Mehrheit den Entschließungen des Wasserwirtschaftlichen Verbandes zu.

Der Vorstand hatte sich bereits früher darüber schlüssig gemacht, daß dem Wasserwirtschaftlichen Verbande hiervon Mitteilung gemacht und im übrigen die von den Bezirksvereinen vorgetragenen Gesichtspunkte dem Verband als Material übersandt werden sollen. Diesem Beschluß hat die Geschäftsstelle entsprochen.

Der Vorstand ist der Ansicht, daß weitere Maßnahmen seitens des V. d. I. in dieser Angelegenheit nicht erforderlich sind.

5a) Einziehung von Sonderbeiträgen für die Bezirksvereine.

Um den bei der Erhebung der Beitragzahlungen vorkommenden Fehlzahlungen vorzubeugen und um die Geschäftstelle zu entlasten, wird die letztere angewiesen, in Zukunft dem der Zeitschrift beizulegenden Beiblatt, das die einschlägigen Bestimmungen über die Zahlung der Beiträge und Sonderbeiträge enthält, eine Zahlkarte anzuhängen. Es wird die Hoffnung ausgesprochen, daß die Vereinsmitglieder, welche die Zahlkarte von dem Beiblatt abzutrennen haben, vor Ausfüllung derselben von dem Inhalt des Beiblattes Kenntnis nehmen.

5b) Berechnung der Anteile der Bezirksvereine nach der *n*-Formel.

Gemäß Nr. 6 der Geschäftsordnung hat die Geschäftstelle alljährlich einen nach der sogenannten *n*-Formel berechneten Betrag den Bezirksvereinen zu überweisen. Der Vorstand bestimmt, daß für die Berechnung des Betrages jedesmal die im gedruckten Mitgliederverzeichnis angegebene Mitgliederzahl maßgebend sein soll.

5c) Lieferung der Zeitschrift an Mitglieder, die mit der Zahlung der entstandenen Portounkosten im Rückstande sind.

Mitgliedern, die mit der Zahlung der durch Mahnungen entstandenen Portounkosten im Rückstande sind, soll zwar die Mitgliedkarte, nicht aber die Zeitschrift geliefert werden.

Mitgliedern, denen der Mitgliedbeitrag gestundet ist, soll die Zeitschrift geliefert werden.

Die Stundung soll, soweit im Einzelfalle nicht etwas andres beschlossen ist, stets nur für ein Jahr ausgesprochen werden.

6) Aufnahme von Personen, die zu § 9b der Satzung zu rechnen sind.

Der Fragebogen für die Aufnahme von Mitgliedern gemäß § 9b wird entsprechend den Vorschlägen des Hrn. Taaks geändert.

7) Bezeichnung der Bezirksvereine.

Der Vorstand sieht davon ab, eine einheitliche Bezeichnung der Bezirksvereine anzustreben.

Die von der Geschäftstelle zu verwendenden Klebeadressen sollen bei einem Neudruck die Fassung erhalten:

. . . . Bezirksverein
des Vereines deutscher Ingenieure.

8) Verhandlungen des Technischen Ausschusses des Niederrheinischen Bezirksvereines.

Hr. **Linde** hat an den Verhandlungen teilgenommen und berichtet über den Gang derselben.

Der Vorstand ist der Ansicht, daß der V. d. I. mit Rücksicht auf seine Zusammensetzung und seine vorwiegend auf technisch-wissenschaftlichem Gebiete liegenden Ziele von der Behandlung sozialer Fragen absehen müsse.

9) Antrag der Technischen Kommission des Kolonial-wirtschaftlichen Komitees: Der V. d. I. möge die körperschaftliche Mitgliedschaft beim Kolonial-wirtschaftlichen Komitee übernehmen.

Der Vorstand ist der Ansicht, daß es zwar den Mitgliedern des V. d. I. anheimzustellen sei, den Bestrebungen des Kolonial-wirtschaftlichen Komitees, soweit sie auf technischem Gebiet liegen, durch sachverständigen Rat möglichst zu dienen, daß aber eine wirtschaftliche Förderung desselben nicht Sache des V. d. I. sei, der dies den wirtschaftlich interessierten Kreisen überlassen müsse.

10) Beitrag des Vereines zum Bund für Schulreform.

Die Leitung des Bundes für Schulreform hat den V. d. I. ersucht, dem Bund als korporatives Mitglied beizutreten.

Der Vorstand ist der Ansicht, daß der V. d. I. durch seine Mitwirkung bei andern Vereinigungen und Verbänden, die für die Förderung des Schulwesens eintreten, diesem Gebiet bereits dasjenige Maß der Teilnahme zuwendet, welches durch die Interessen des Ingenieurstandes geboten erscheint. Er kann sich daher nicht entschließen, dem Antrage stattzugeben.

11) Schreiben des Breslauer B.-V. betr. Erholungsheim.

Der Breslauer B.-V. hat mitgeteilt, daß er seinen Antrag auf Gewährung einer Beihülfe von 70000 ℳ für die Errichtung eines Erholungsheimes zurückzieht. Er beabsichtigt indessen, das gesteckte Ziel weiter zu verfolgen, und hat an den Vorstand die Bitte gerichtet, bei Aufstellung des Haushaltplanes für das Jahr 1913 oder 1914 darauf Rücksicht zu nehmen, daß dieser Antrag alsdann endgültig eingebracht wird.

Der Vorstand sieht keinen Anlaß, seine in der Sitzung am 18. März d. J. bei Beratung des Antrages des Breslauer B.-V. eingenommene Stellungnahme zu ändern.

12) Schreiben der Firma Julius Springer betr. Einlegung von Prospekten in die Zeitschrift.

Von mehreren Firmen ist der Wunsch geäußert worden, daß ihre Beilagen an besonderer von den übrigen Beilagen getrennter Stelle der Zeitschrift eingelegt werden. Falls diesem Wunsche Rechnung getragen wird, erwachsen dem Verein aus den Beilagen Mehrkosten, die eine Erhöhung des Preises rechtfertigen.

Der Vorstand beschließt, den Preis für eine derartige Beilage auf 350 *M* zu erhöhen.

13) Anregung des Aachener B.-V.

Der Aachener B.-V hat angeregt, daß der V. d. I. für seine Mitglieder das Zeichen V. d. I. gesetzlich schützen lasse. Er weist hierbei auf angesehene ausländische Vereine hin, deren Mitglieder die Anfangsbuchstaben der Verbandsbezeichnung als Kennzeichnung der Zugehörigkeit in Schriftstücken, Drucksachen, Besuchskarten usw. ihrem Namen hinzufügen.

Der Vorstand kann sich den auch in dem Schreiben des Aachener B.-V. bereits berührten Bedenken nicht entziehen, daß ein solches Zeichen vornehmlich von Mitgliedern des Vereines benutzt werden würde, die mangels andrer Qualitäten ihre Mitgliedschaft beim Verein für die Förderung ihrer persönlichen Interessen nutzbar machen würden, während anderseits der angesehenere Teil der Mitglieder einem solchen Zeichen vermutlich keinen erheblichen Wert beilegen würde.

Die Geschäftstelle wird beauftragt, dem Aachener B.-V. die Ansicht des Vorstandes mitzuteilen.

14) Stiftung der Büste Redtenbachers.

Frl. Marie Redtenbacher in Karlsruhe beabsichtigt, dem V. d. I. die Büste ihres Vaters zum Geschenk zu machen.

Der Vorstand spricht über diese hochwillkommene Gabe seine Freude und seinen Dank aus.

15) Beschaffung von Vergünstigungen für Vereinsmitglieder.

Der Vorstand beschließt, durch Sonderabmachungen den Vereinsmitgliedern zu ermöglichen, daß sie die Mitgliedschaft des »Vereines der Kaufberechtigten des Warenhauses für deutsche Beamten«, mit der zahlreiche Vergünstigungen bei der Benutzung von Verkehrseinrichtungen, Erholungsheimen, Pensionen usw. verbunden sind, zu Vorzugsbedingungen erwerben können.

16) Hypothek der Sparkasse Schöneberg.

Das Kuratorium der Sparkasse Schöneberg hat mitgeteilt, daß es bereit ist, dem Verein die auf dem Grundstück Charlottenstraße 43 ruhende Hypothek von 350000 *M* in der bisherigen Höhe auf weitere 5 Jahre vom 1. Januar 1913 ab zu einem Zinssatz von $4^1/_4$ vH gegen Zahlung eines einmaligen Verwaltungskostenbeitrages in Höhe von $^1/_2$ vH zu belassen. Der bisherige Zinsfuß betrug 4 vH.

Der Vorstand beabsichtigt nicht, auf dieses Angebot einzugehen und beschließt, der Gläubigerin anheimzustellen, die Hypothek zum 31. Dezember d. J. zu kündigen.

17) Antrag des Leipziger B.-V.: Genehmigung zur Durchbrechung der Satzung (Wiederwahl Kruft).

Mit Rücksicht auf die im Jahre 1913 in Leipzig stattfindende Hauptversammlung ist der jetzige Vorsitzende des Leipziger B.-V., Hr. Dr. Kruft, auch für das Jahr 1913 wiedergewählt worden, obwohl er das Amt des ersten Vorsitzenden bereits drei Jahre verwaltet hat.

Da nach § 35 der Satzung des Leipziger B.-V. der Vorsitzende sein Amt nicht länger als 3 Jahre hintereinander bekleiden darf, beantragt der Leipziger B.-V. beim Vorstande zur Ermöglichung der Wiederwahl des jetzigen Vorsitzenden die Genehmigung zu einer einmaligen Abweichung von den Bestimmungen des § 35.

Der Vorstand erteilt die nachgesuchte Genehmigung.

18) Einladung des Stadtrates von Karlsruhe zur Abhaltung der Hauptversammlung in Karlsruhe 1915.

Der Stadtrat von Karlsruhe hat den V. d. I. im Hinblick auf die im Jahre 1915 aus Anlaß des 200jährigen Stadtjubiläums in Karlsruhe stattfindende große Landesausstellung für Kunst, Industrie und Handwerk eingeladen, alsdann die Hauptversammlung in Karlsruhe abzuhalten.

Der Vorstand nimmt hiervon dankend Kenntnis und wird Gelegenheit nehmen, den Wunsch der Stadt Karlsruhe der zuständigen Versammlung des Vorstandsrates im Jahre 1914 vorzulegen.

19) Portokosten für Zusendung der Zeitschrift an die in deutschen Kolonien wohnenden Mitglieder.

Die Versendung der Zeitschrift an die in den deutschen Kolonien lebenden Mitglieder verursacht einen Kostenaufwand von je 10,40 *M* gegenüber 3 *M* für die Versendung an Mitglieder innerhalb Deutschlands. Eine Portovergütung haben die in den deutschen Kolonien wohnenden Mitglieder nicht zu entrichten.

Der Vorstand beschließt, mit Rücksicht auf die geringe Anzahl der in Frage kommenden Personen und im Hinblick darauf, daß die in den deutschen Kolonien ansässigen Mitglieder des V. d. I. als Pioniere des Deutschtums anzusehen sind, die Erhebung einer besondern Portovergütung nicht zu beantragen.

20) Verkauf von Festgaben und Bildermappen an Nichtteilnehmer der Hauptversammlung.

Der Vorstand setzt den Preis für die Bildnismappe: »Große Männer der Naturwissenschaften und der Technik« für Nichtteilnehmer an der Hauptversammlung auf 6,50 *M* einschließlich Porto fest. Linde.

(Schluß gegen $6^1/_2$ Uhr.)

Mit dem **Verein der Kaufberechtigten des Warenhauses für deutsche Beamte** ist seitens der Geschäftstelle im Auftrage des Vorstandes die Abmachung getroffen, daß die Mitglieder des Vereines deutscher Ingenieure, welche sich durch ihre Mitgliedkarte oder durch ein Schreiben des Vereines als Mitglieder des Vereines deutscher Ingenieure ausweisen, auf Lebenszeit die Mitgliedschaft des Vereines der Kaufberechtigten des Warenhauses für deutsche Beamte gegen Einzahlung des ermäßigten Beitrages von 5 *M* statt 10 *M* erlangen können. Die betreffenden Mitglieder des V. d. I. erhalten dadurch die Berechtigung, von allen Vergünstigungen, die seitens des genannten Vereines in bezug auf Verkehrserleichterungen, Preisermäßigungen in Hotels und Pensionen, Bädern, Heilanstalten, Versicheruugsanstalten usw. gewährt werden, Gebrauch zu machen.

Weitere Auskunft erteilt die Direktion des Warenhauses im Kaufhause des Westens, Berlin W. 50, Tauentzienstr. 21/24, das den Mitgliedern das von ihm herausgegebene Handbuch über Verkehrserleichterungen und Vergünstigungen zugleich mit der Mitgliedkarte zusendet.

Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **119. Heft** erschienen; es enthält:

Arno Seyrich: Ueber die Einwirkung des Ziehprozesses auf die wichtigsten technischen Eigenschaften des Stahles.

Der Preis des Heftes beträgt 2 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 *M* beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 117** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 32. **Sonnabend, den 10. August 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Krupp
1812 bis 1912.[1])

Von **Conrad Matschoß.**

Ein Jahrhundert ist verflossen, seit der Essener Patriziersohn Friedrich Krupp die Gußstahlfabrik gründete. Ein Jahrhundert ist dahingegangen, seitdem ihm, dem Gründer der Kruppschen Werke, sein Sohn Alfred Krupp geboren wurde, dem es beschieden war, in unablässigem Ringen den fast schon erloschenen väterlichen Betrieb von Erfolg zu Erfolg zu einem weltbeherrschenden Unternehmen auszubauen. Sein geniales Können, seine alles überwindende Tatkraft sichert ihm und seiner Schöpfung einen unvergänglichen Platz in der Geschichte der Technik und der Industrie. Weit über die Grenzen seines Vaterlandes hinaus wird der Name Krupp mit Bewunderung genannt.

Versuchen wir heute, an Hand der großen Geschichte der Kruppschen Unternehmungen eine Vorstellung zu gewinnen von dem Werdegang der Werke und von den treibenden Kräften, die, im höchsten Maße verkörpert in der Person Alfred Krupps, aus sehr bescheidenen kleinen Anfängen so Riesengroßes haben entstehen lassen[2]).

In dem kleinen Landstädtchen Essen, das vor 100 Jahren kaum 3000 Einwohner zählte, gehörte die Familie Krupp schon seit Jahrhunderten zu den »ratsverwandten« Geschlechtern. Vorwiegend hatten sich die Krupps als Kaufleute hervorgetan. Einer dieser Vorfahren gründete 1732 mit 615 Reichstalern einen Handel mit Kolonial- und Materialwaren, von dessen Gewinn er eine ganze Anzahl von Grundstücken erwerben konnte. Er starb 1757 und überließ seiner zweiten Frau, Amalie Krupp, geb. Ascherfeld, die ebenfalls aus einem angesehenen Essener Kaufmannsgeschlecht stammte, die Sorge für das große Geschäft. Eine ungewöhnliche Tatkraft war dieser Frau Krupp eigen. Auch zu produzieren fing sie an, sie errichtete eine Schnupftabakmühle, sie stellte Tuch- und Leinenstoffe her und färbte die Stoffe. Ferner erwarb sie Anteile an Bergwerken. 1797 kaufte sie von der Stadt eine alte Walkmühle, etwa eine Stunde von dem damaligen Essen entfernt, die später in der ersten Entwicklungsperiode der Kruppschen Gußstahlfabrik Bedeutung gewinnen sollte. Amalie Krupp erwarb auch die Gutehoffnungshütte zu Sterkrade, deren Erbauer Pfandhöfer sie schon vorher durch größere Geldsummen unterstützt hatte. Alles das zeugt davon, mit welcher Energie diese seltene Frau ihren Wirkungskreis zu erweitern suchte. Ihr Sohn reichte an Tatkraft und Fähigkeiten nicht an die Mutter heran. Er begnügte sich, sein erhebliches Vermögen zu verwalten, und beschäftigte sich viel mit den Angelegenheiten seiner Vaterstadt. Am 17. Juli 1787 wurde ihm sein Sohn Friedrich Krupp geboren, dem es beschieden sein sollte, die Grundlage für das heutige Industriegeschlecht zu legen.

Von Friedrich Krupps Jugend wissen wir nichts; auch nicht ein einziges Bild, das uns seine Züge übermitteln könnte, ist auf uns gekommen. Auch er sah wie seine Vorfahren zunächst den Kaufmann als seinen späteren Lebensberuf an. Es war damals üblich, die Söhne sobald wie möglich an der Arbeit teilnehmen zu lassen, und die so außerordentlich tätige Großmutter versäumte nicht, ihren Enkel frühzeitig zur Mitarbeit heranzuziehen. Bald mußte der junge Krupp im Kontor die nötigen Geschäfte erlernen, dann wurde er auf die Gutehoffnungshütte gesandt, und hier lernte er zuerst hüttenmännische Arbeit kennen. 1808 heiratete er Therese Wilhelmi, auch ein Essener Kaufmannskind, nachdem er schon ein Jahr vorher zu billigen Bedingungen die Gutehoffnungshütte als Eigentum übernommen hatte. Die Großmutter aber änderte im folgenden Jahr ihre Entschließung, sie nahm die Hütte wieder zurück und verkaufte sie für 37800 Rtlr. an Heinrich Huyßen in Essen, Franz Eberhard Haniel und Gottlob Jakobi auf der Hütte Neu-Essen. So entstand 1810 die Gewerkschaft Jakobi, Haniel & Huyßen, aus der die heutige Gutehoffnungshütte hervorgegangen ist.

Nach dieser kurzen Tätigkeit auf hüttenmännischem Gebiet kehrte Friedrich Krupp nach seiner Vaterstadt zurück, und im Hause seiner Großmutter am Flachsmarkt wurde ihm am 26. April 1812 sein erster Sohn Alfred geboren, dem später die Aufgabe zufiel, die Arbeit des Vaters fortzusetzen und nach unablässigem Mühen schließlich zu großem Erfolg zu führen.

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 75 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[2]) Die Firma Krupp hat in gründlicher, viele Jahre umspannender wissenschaftlicher Arbeit eine Geschichte ihres Werkes geschaffen, die als wertvolles Quellenmaterial weitesten Kreisen sehr willkommen sein wird. Durch das dankenswerte Engegenkommen der Firma habe ich die Druckbogen dieser Festschrift schon während ihres Entstehens zum Studium erhalten, und hierdurch allein ist es mir möglich geworden, unter weitgehender Benutzung dieses grundlegenden Materials die hier vorliegende Arbeit zu verfassen. Ich habe deshalb auch an dieser Stelle der Firma für ihr Entgegenkommen verbindlichst zu danken. Die Festschrift umfaßt 416 Seiten Großquartformat; sie ist ausgezeichnet ausgestattet und von Künstlerhand mit Abbildungen geschmückt, von deren Eigenart einige in diesen Aufsatz aufgenommene Figuren zugleich eine Probe geben. Es wäre sehr zu wünschen, daß diese große wertvolle Arbeit, vielleicht in Rücksicht auf die Kosten in etwas einfacherer Ausstattung, auch durch den Buchhandel weitesten Kreisen zugänglich gemacht würde.

Friedrich Krupp suchte sich ein neues Tätigkeitsgebiet in Essen. Er gründete ein Kolonialwaren-Einfuhrgeschäft, und nach dem Tode der Großmutter übernahm er auch ihr Geschäft. Aber schon 1812 gab er den Kolonialwarenhandel auf, um sich seiner neuen Gründung, der Gußstahlfabrik, in vollem Umfange widmen zu können. Er und seine Frau verfügten damals nach unserm Gelde etwa über 120000 ℳ. Davon war allerdings nur ein geringer Teil sofort verfügbar.

Sein neues Ziel war, Gußstahl zu fabrizieren. Die Geschichte der Gußstahlfabrikation ist durch das nach brauchbarem Werkzeugstahl stark drängende Bedürfnis und durch das hartnäckige Kämpfen um den Erfolg ungewöhnlich interessant. In England war es 1740 Huntsman gelungen, nach vielen Versuchen einen auch für die feinsten Werkzeuge brauchbaren Gußstahl herzustellen. Er verstand es auch, jahrzehntelang sein Geheimnis sorgfältig zu bewahren. Die großen Vorteile eines solchen vorzüglichen Werkzeugstahles und die hohen Preise, die man dafür zahlte, reizten zu versuchen, gleich guten Gußstahl wie die Engländer herzustellen. Immer von neuem glaubten Erfinder, das Geheimnis der Gußstahlbereitung gefunden zu haben. Auch Friedrich Krupp wird schon aus seiner kaufmännischen Tätigkeit erfahren haben, wie wertvoll es sein mußte, brauchbaren Gußstahl herstellen zu können. Als Ende des Jahres 1811 zwei frühere nassauische Offiziere nach Essen kamen, die sich stolz »Stahlfabrikanten« nannten, da glaubte Friedrich Krupp schnell zugreifen zu sollen, um mit ihrer Hülfe die Gußstahlfabrikation nach Essen zu verpflanzen. Schon im November 1811 gründeten sie zu dritt die Gußstahlfabrik unter der Firma Friedrich Krupp in Essen. Man wollte englischen Gußstahl und alle sich daraus ergebenden Fabrikate herstellen. Krupp übernahm die kaufmännische Leitung in der für die Dauer von 20 Jahren gebildeten Gesellschaft.

Zunächst begann man im kleinen Maßstab in Essen selbst in dem noch heute vorhandenen Anbau des Hauses in der Zweiten Weberstraße Nr. 17 Versuche anzustellen. Der erste Guß fand im Januar 1812 statt. Aus einer Reihe immer von neuem wiederholter Versuche stellte sich nur zu deutlich heraus, daß die Herren Gußstahlfabrikanten von der Fabrikation nichts wußten. Versuche im größerem Maßstab wollten nicht gelingen. Während Friedrich Krupp von einem Versuch zum andern auf den Erfolg hoffte, begann er gleichzeitig die Fabrik zu errichten. Die von seiner Großmutter bereits 1797 erworbene alte Walkmühle sollte, da hier Wasserkraft zum Betrieb der Hämmer vorhanden war, die erste Fabrikstätte werden. Große geräumige Bauten wurden hier bis Ende 1812 errichtet. Am 9. April 1813 konnte der Betrieb beginnen. Im Mai desselben Jahres versuchte man bereits, Gußstahl in großen Tiegeln herzustellen. Die ersten Schmelzöfen waren den Glasschmelzöfen nachgebaut. Der Leiter einer in der Nähe liegenden Glashütte hatte Krupp beim Bau der Oefen und auch bei der Herstellung der Tiegel mit Rat und Tat unterstützt. Krupp selbst hatte erkannt, daß eine notwendige Voraussetzung des Erfolges die Herstellung brauchbarer Tiegel sei, und mit besonderm Eifer hatte er sich deshalb der Aufgabe gewidmet, noch feuerbeständigere Tiegel herzustellen, als es die berühmten »Passauer« waren.

Obwohl die Versuche, brauchbaren Gußstahl in praktisch verwertbaren Mengen herzustellen, immer noch nicht gelangen, ging Krupp doch schon daran, Fertigfabrikate zu erzeugen, er wollte Feilen fabrizieren. Diese Fabrikation war, wie auch heute noch, besonders in der Remscheider Gegend zu Hause, und deshalb wurden von dort ein Feilenschmied und eine Anzahl Feilenhauer angeworben und die Feilenfabrik 1813 mit etwa 9 Arbeitern begonnen. Das Material dazu war allerdings nicht Gußstahl, sondern der als Rohstoff der Gußstahlfabrikation in großen Mengen bereitete »Zementstahl«. Die Feilen konnten aber den Vergleich mit denen aus englischem Gußstahl nicht aushalten, weshalb dieser Versuch verlustbringend endete.

Friedrich Krupp besaß nicht die Gabe seines großen Sohnes, sich auf einen Gegenstand zu konzentrieren. Er liebte es, sich vielseitig zu beschäftigen, und obwohl damals die neue Fabrik seine ganze Arbeitskraft sehr notwendig gebraucht hätte, glaubte er doch, die Anforderungen, die seine Vaterstadt an ihn stellte, nicht vernachlässigen zu dürfen. So hat er sich im Kriegsjahre 1813 vorwiegend mit städtischen Angelegenheiten beschäftigt. Inzwischen versuchten seine Teilhaber, die er unter Aenderung des Vertrages zu lebenslänglichen Beamten gemacht hatte, erfolglos weiter. Krupp hatte nicht nur sein eigenes flüssiges Geld bereits aufgebraucht, auch seine Familie hatte für die endlosen Versuche schon erhebliche Geldmittel hergegeben. Dazu kam noch, daß die politische Lage ungünstiger wurde. Auch die wirtschaftlichen Verhältnisse hatten sich wesentlich geändert. Die Kontinentalsperre, die den englischen Gußstahl vom europäischen Markt zurückgehalten hatte, wurde im März 1813 aufgehoben. Ungehindert drang wieder englischer Stahl in Deutschland ein. Alles das veranlaßte Krupp, sich 1814 von seinen unfähigen Mitarbeitern zu trennen. Sie wurden wieder, was sie gewesen waren, Soldaten, und starben als holländische Pensionäre in den 30er Jahren.

Danach schien das ganze Unternehmen, das Friedrich Krupp 1812 mit so großen Hoffnungen begründet hatte, bereits nach zweijähriger Dauer zu Ende zu sein. Die Familie riet dringend, die Fabrik zu schließen. Krupp selbst aber glaubte, in den Jahren genügend eigene Erfahrungen gewonnen zu haben, um selbst Gußstahl herstellen zu können. Die Weiterführung ermöglichte ihm in erster Linie seine Mutter. Sein eigenes Geld war aufgebraucht; denn in den ersten drei Jahren hatte Krupp allein für Gebäude und Einrichtungen 15000 und für Betriebskosten 17000 Tlr. aufgewendet, dazu hatte er noch 20000 Rtlr. Kapital von fremder Seite borgen müssen. Diesen für seine Verhältnisse riesigen Summen standen Einnahmen an verkauften Waren von 1400 Rtlr. gegenüber. Der Betrieb der Fabrik mußte zunächst auf das Notwendigste eingeschränkt werden. Die Feilenfabrikation wurde aufgegeben, nur noch einen Schmelzer, einen Hammerschmied und den Faktor auf der Walkmühle behielt man.

In diese Zeit fiel die Bekanntmachung des preußischen Oberbergamtes, wonach dem Stahlfabrikanten Friedrich Nicolai auf 12 Jahre das ausschließliche Recht in den Königl. Preußischen Provinzen zwischen Elbe und Rhein bewilligt worden war, Gußstahl vermittels der von ihm erfundenen Beschickung anzufertigen. Der neue Stahlfabrikant stammte aus Hannover und nannte sich Preuß. Husaren-Rittmeister. Die Regierung hatte ihm nicht nur ein Patent, sondern auch einen Vorschuß von 4000 Tlr. gegeben, daran allerdings auch die Bedingung geknüpft, er solle nunmehr in einem Jahre seine Erfindung fabrikmäßig ausführen. Er suchte deshalb nach einem Teilhaber. Krupp ließ sich hierzu bereit finden, und am 18. Juli 1815 wurde der gemeinschaftliche Betrieb der Gußstahlfabrikation unter der Firma Nicolai & Krupp aufgenommen. Krupp übernahm die kaufmännische Leitung. Einer noch schwereren Enttäuschung wie bei seinen ersten Teilhabern sollte Krupp hier entgegengehen. Nur zu bald stellte sich heraus, daß auch Nicolai nichts von der Gußstahlfabrikation verstand. Alle Versuche mißlangen. Nicolai ging inzwischen nach Berlin, um dort Geld zu beschaffen, was ihm zwar nicht gelang, aber Aufträge auf Gußstahlstangen, Stempel und Walzen brachte er 1816 mit. Wie aber sollte man die Aufträge ausführen, wenn man keinen Gußstahl herzustellen vermochte! Nicolai, der sich verpflichtet hatte, erhebliche Geldmittel einzuschießen, versagte auch hierin, nur 2200 Tlr. konnte er geben. Unter diesen Umständen machte Krupp jetzt kurzen Prozeß. Er ließ durch eine behördliche Kommission die ganzen Verhältnisse untersuchen. Nicolais Gußstahl wurde für unbrauchbar erklärt und ihm das Zeugnis ausgestellt, daß er von der Gußstahlfabrikation nichts verstehe, dagegen wurde das Kruppsche Verfahren und vor allem auch die von ihm hergestellten Tiegel als brauchbar anerkannt. Nicolai mußte die Fabrik räumen, die jetzt vollständig still gelegt und bis zur Klärung der Eigentumsfrage amtlich versiegelt wurde. Der Prozeß beschäftigte drei Instanzen, und erst 1823 wurde er endgültig zugunsten Krupps entschieden. Der Vertrag wurde aufgehoben und Nicolai zu sämtlichen Kosten verurteilt, was aber Krupp wenig nützte, da kein Geld vorhanden war. Alle diese bitteren Erfahrungen hatten die finanzielle Lage der Kruppschen Fabrik weiter ver-

schlechtert. Am 15. September 1816 konnte Krupp endlich wieder auf der vom Gericht freigegebenen Fabrik nach einem von ihm erdachten Verfahren mit der Fabrikation beginnen. Bald darauf wurde der erste Gußstahl geliefert. 5 Jahre waren somit bis zum ersten ganz bescheidenen Ergebnis vergangen.

Krupp wollte sich aber nicht damit begnügen, nur Rohstahl herzustellen. Er begann, fertig geschmiedete Werkzeuge zu liefern, wie Bohrer und Drehstähle. Für feinere Werkzeuge wie Messer und Scheren war der Stahl noch nicht rein genug. Besonders gerühmt wurde die »Naturhärte« des Kruppschen Gußstahles. Deshalb benutzte man ihn mit Vorliebe für Lohgerberwerkzeuge, die ohne nachträgliche Härtung verwendet wurden. Diese Erzeugnisse bildeten bald einen wichtigen Teil der Kruppschen Fabrikation, sie waren die älteste Marktware. Von noch größerer Bedeutung wurde die Herstellung von Münzstempeln, von denen die ersten 1818 an das Hauptmünzamt in Berlin abgeliefert wurden. Es schien jetzt, als ob der schwere Anfang überwunden sei, als ob man nun auf so schwer erkämpftem Boden sicher vorwärtsschreiten könne. Die Arbeiterzahl war jetzt auf 10 gestiegen, der Umsatz betrug 1818 schon 2900 Tlr. Was wollte das aber sagen gegenüber den 40000 Tlrn., die man bar bereits bis 1817 für die Fabrik ausgegeben hatte!

Fig. 1.

Der neue Schmelzbau in Essen 1819.

Die Verwandten mochten nicht so unrecht haben, wenn sie unter Berücksichtigung aller dieser Verhältnisse das ganze Unternehmen für aussichtslos hielten und weitere Geldmittel verweigerten. Die einzigen, die an die Zukunft glaubten, waren Krupp und seine Frau. In seiner Geldnot hatte sich Krupp 1817 auch an die Preußische Regierung gewandt mit der Bitte, ihm zinsfrei 20000 bis 25000 Tlr. zu überlassen, er wolle damit seine Fabrik noch wesentlich erweitern. Aber die Regierung wollte davon nichts wissen, und auch ein direktes Gesuch an den Preußischen Handelsminister um einen Vorschuß von 6000 Tlr. wurde abgeschlagen. Die Notlage wurde immer größer, der Untergang des Unternehmens schien allen klugen Leuten unvermeidlich. Dazu kam, daß sich neue Fabrikanten niederlassen wollten, die überzeugt waren, nun ihrerseits im Besitz des Gußstahlgeheimnisses zu sein. Auch Krupp schlug man wieder vor, sie als Teilhaber aufzunehmen, doch davon hatte er nun ein für allemal genug. Sein Schwiegervater erklärte sich endlich bereit, Bürgschaft für die Verzinsung eines größeren Darlehens zu übernehmen, und mit Hülfe dieses Geldes gelang es Krupp, die von ihm für so unbedingt notwendig gehaltenen Neubauten zum Abschluß zu bringen. Er hatte eingesehen, daß die Walkmühle von der Stadt und von der Zeche zu weit entfernt lag. Die Beförderung der Kohlen, die oft noch zu Pferd bewirkt werden mußte, wurde zu kostspielig. In unmittelbarer Nähe der Stadt und der Zeche, auf dem heutigen Gebiet der Gußstahlfabrik, entschloß sich Krupp deshalb, einen neuen Schmelzbau zu errichten. Im Herbst 1819 wurde das stattliche Gebäude glücklich unter Dach gebracht, nachdem schon im Jahr vorher ein kleines bescheidenes Wohnhaus, das für den Aufseher der Fabrik bestimmt war, fertiggestellt war, das Häuschen, das später als Stammhaus der Firma berühmt werden sollte. Am 18. Oktober 1819 konnte man in Essen mit dem Betrieb beginnen. 8 Schmelzöfen standen bereit. Die Leistungsfähigkeit war auf mehr als das Doppelte gestiegen. Aber nun wollten die Hämmer bei weitem nicht ausreichen. Auch die Teilung des Betriebes zwischen Walkmühle und Essen machte sich ungünstig bemerkbar. Jetzt mußte man statt der Kohlen die Güsse zum Hammer hinausbringen. Auf den damaligen Wegen war Wagenverkehr fast unmöglich. Pferde trugen auf ihren Rücken rechts und links in Säcken die schweren Stahlgüsse, und Alfred Krupp erinnerte sich später oft daran, wie er schon als kleiner Junge hoch zu Roß diese Stahlgüsse vom Schmelzbau zu den Hämmern geschafft hatte.

Das Hauptübel aber war der Geldmangel. Es fehlte an jedem Betriebskapital. Der Kredit war erschöpft, die alten Lieferanten wollten kein Eisen geben; neue, die noch bereit waren, Kredit zu geben, mußten ausfindig gemacht werden. Oft genug mußte Krupp Bestellungen auf Gußstahl zurückweisen, weil er kein Eisen zu dessen Herstelllung mehr erhalten konnte. Einige Unterstützung fand er damals noch in den Preußischen Münzen in Berlin und Düsseldorf. Auch einige andre Münzen machten Versuche mit Kruppschen Münzstempeln. In dieser Zeit traf es ihn besonders schwer, daß man sich in Preußen entschloß, eine staatliche Gußstahlfabrik in Neustadt-Eberswalde anzulegen, die aber bald nach andauernden Mißerfolgen ihr Ende fand.

Was den technischen Umfang der Kruppschen Fabrikation anbelangt, so erfahren wir aus einem Preiskurant von 1820, daß man Gußstahl in Stangen und Platten, auch Gußstahldraht, und an Werkzeugen vor allem Lohgerberwerkzeuge beziehen konnte. Man hatte auch angefangen, Schneidwerkzeuge für die Buchbinderei, für die Tuch- und Lederindustrie anzufertigen. Als neues Erzeugnis, auf das Krupp große Hoffnungen setzte, hatte man die Herstellung von Walzen aus Gußstahl aufgenommen. An harten Walzen war großer Bedarf. Die Herstellung von Gußstahlwalzen schien dieses Bedürfnis zu befriedigen, aber die Fabrikation war sehr schwierig. Die geschmiedeten Walzen sprangen sehr oft beim Härten, auch das Ausrecken solcher Stahlgüsse auf den schwachen Hämmern der Walkmühle erwies sich als unmöglich. Krupp machte deshalb Versuche mit Formgüssen aus einer ziemlich harten Kupferstahllegierung. So hatte er auf diesem Wege einen Spezialguß erfunden, und er schien nahe daran zu sein, eine so wichtige Aufgabe, wie es der Stahlformguß war, zu lösen. Doch die Geldmittel zur Weiterentwicklung fehlten. Auch die Fähigkeiten, die zur Erreichung großer Ziele unbedingt erforderlich sind, waren Friedrich Krupp nicht gegeben. Erst sein Sohn sollte die Fabrikation von Gußstahlwalzen zu einer besonders vorteilhaften Grundlage des ganzen Unternehmens entwickeln.

Große Schwierigkeiten waren auch in der Arbeiterfrage zu überwinden. Die Arbeiter waren meist ungelernte Leute, die vom Pflug herkamen. Es galt, sie erst anzulernen. Auf ihre Treue und ihren guten Willen konnte sich Krupp allerdings unbedingt verlassen, der alte Stamm der ersten Arbeiter hat in aller Not unermüdlich mit ihm ausgehalten.

Trotz aller Arbeit und einzelner Erfolge wurde die Lage der Fabrik mit jedem Jahre hoffnungsloser. Der Gesamterlös war allerdings von 1900 allmählich bis auf 3000 Tlr. gestiegen; aber der Gewinn, der von diesem geringen Umsatz blieb, war so bescheiden, daß man von ihm nicht einmal Anlage- und Betriebskosten decken konnte, von Bezahlung

der Zinsen und Schulden gar nicht zu reden. Jedes Jahr vergrößerten sich die Schulden. Das Geschäft wurde immer schlechter, von 1823 an schien der vollständige Niedergang unaufhaltsam. Friedrich Krupp selbst war seit 1821 oft durch Krankheit behindert; seiner Neigung nach Abwechslung in seiner Beschäftigung folgend, widmete er sich auch in diesen für die Fabrik so gefährlichen Jahren in steigendem Maße städtischen Aufgaben. Der Betrieb mußte öfter eingestellt werden, weil kein Geld mehr zur Weiterführung vorhanden war. Alle Gesuche um staatliche Hülfe wurden abgeschlagen. 1823 schien schon die Zeit des völligen Zusammenbruches gekommen, die Arbeiten wurden bis in den Sommer 1824 eingestellt. Krupp war der Verzweiflung nahe; er mußte die meisten seiner Arbeiter entlassen, der Umsatz ging auf ein Drittel zurück. Nur seine Mutter suchte ihn auch in dieser verzweifelten Lage immer wieder von neuem zu stützen. Sie verkaufte ihre Grundstücke, sie kündigte ihr Geld, bürgte bei Lieferanten und Gläubigern für den Sohn, um die Weiterführung des Geschäftes zu ermöglichen. Alles hat sie für den Sohn hingegeben, und oft hat sie talerweise in der größten Geldnot ausgeholfen. Die Sorge für die Zukunft wurde immer lastender, eine Tochter und drei Söhne sollten versorgt werden. Man entschloß sich jetzt, nach der Fabrik selbst hinauszuziehen. Man hoffte auch, daß dem kranken Krupp die Landluft da draußen vor der Stadt die Gesundheit wiedergeben könnte. Im Oktober 1824 wurde das kleine Aufseherhäuschen bezogen, das heute auf die letzte Verfügung von Alfred Krupp hin dauernd erhalten wird und neben dem neuen vielstöckigen Verwaltungsgebäude besonders scharf auf den bescheidenen Anfang der gewaltigen Werke hinweist. Hier hat dann Krupp von Ende 1824 bis zum September 1825 krank darniedergelegen. Er war verbittert und mißtrauisch geworden und konnte sich auch mit seinem einzigen Beamten, seinem Vetter Grevel, nicht mehr vertragen, der damals aus der Fabrik ausschied. Sein dreizehnjähriger Sohn Alfred war jetzt seine einzige Stütze. Ostern 1826 mußte dieser die Schule verlassen, und während sich seine Altersgenossen in der Tertia mit den Geheimnissen lateinischer Klassiker beschäftigten, wurde der Sohn vom Vater in die Geheimnisse der Gußstahlfabrikation eingeweiht. Dieser zeigte ihm, wie man brauchbare Tiegel herstellen könne, wie der Ofen zu beschicken sei, und wie der Guß zu geschehen habe. Was er selber nicht mehr zeigen konnte, das lernte der Sohn von den wenigen Arbeitern, die noch geblieben waren. Noch einmal suchte der Vater sich zu neuer Tatkraft aus schwerer Krankheit emporzuraffen. 1824 schrieb er die prophetisch klingenden Worte: »Dieses Geschäft kann auf die Dauer eines der wichtigsten im Staate werden.« Diesem letzten Aufflackern aber folgte ein schnelles Ende. Die Stadt mußte ihn aus der Zahl der steuerpflichtigen Gewerbetreibenden streichen, seine Krankheit verschlimmerte sich wesentlich, und am 8. Oktober 1826 starb der Gründer der Gußstahlfabrik. Mit ihm schien das Ende seiner Schöpfung gekommen, die Fabrik stand still. In seinem Testament hatte er noch drei Tage vor seinem Tode seine Frau und seine Kinder zu Erben eingesetzt. Bei der schlechten finanziellen Lage aber lehnte die Witwe die schwierige Erbschaft für die unmündigen Kinder ab. Sie wollte zunächst allein das Erbe auf sich nehmen. Die Fabrik bestand nur noch aus leeren Gebäuden, irgendwelche Rohstoffe waren nicht mehr vorhanden, die Oefen und Hämmer arbeiteten nicht mehr, niemand war da, der der Firma noch Kredit gewährt hätte. Ja, im gleichen Jahr als Krupp starb, hatte man sogar eine neue Stahlfabrik in Essen gegründet; ein ungewöhnlicher Mut gehörte dazu, um die Arbeit unter solchen Bedingungen weiter fortzuführen.

Das Verdienst aber, damals mit vollem Vertrauen auf den endgültigen Erfolg aller bisherigen Arbeit den Kampf nicht aufgegeben zu haben, gebührt der Mutter Alfred Krupps. Sie hatte sich als Therese Wilhelmi mit 18 Jahren verheiratet, welcher Not sie entgegenging, konnte sie damals nicht voraussehen. Ihr war es zu verdanken, daß ihr wohlhabender Vater Krupp immer wieder von neuem geholfen hat. Besonders kennzeichnend für sie war ihr ausdauernder Fleiß. Ihr großer Sohn hat mit hoher Achtung stets von ihr gesprochen und darauf hingewiesen, daß er mehr von seiner Mutter als von seinem Vater habe. Den Fleiß habe die Mutter auf ihn vererbt, und der sei die Grundlage seines Erfolges geworden. Zu diesem Fleiß kam noch eine große Sparsamkeit, die auch das Kleinste nicht zu gering achtete. Wir wissen von ihr, daß sie abends in die Werkstätte ging, um die Dochte der alten Oellampen hinunter zu stochern, damit das teure Oel länger ausreiche. Wenn ihr Sohn später von sich sagen konnte: »Ich komme niemals zur Fabrik, daß ich nicht ein Stück Eisen, eine Schraube oder Mutter rette; selbst den Nagel muß man mit gleicher Achtung behandeln«, dann sieht man, wie er von der Mutter neben dem Fleiß auch die das Kleinste achtende Sparsamkeit geerbt hatte.

Nach dem Tode Friedrich Krupps erließ die alleinige Erbin Frau Therese Krupp eine Anzeige, worin sie allen geschätzten Handlungsfreunden ihres verstorbenen Gatten mitteilt, daß das Geheimnis der Bereitung des Gußstahles nicht verloren sei, sondern auf den ältesten Sohn, der unter der Leitung des verstorbenen Krupp schon einige Zeit der Fabrik vorgestanden habe, übergegangen sei. Sie verspricht, daß auch in der Folge alle Waren nichts zu wünschen übrig lassen werden. Damit begann der zweite Abschnitt in der Entwicklungsgeschichte der Gußstahlfabrik. Alfred Krupp war von seinem Vater schon im Alter von $13^1/_2$ Jahren zu seiner Vertretung auf Terminen und im Verkehr mit Kunden zu wichtigen Geschäften herangezogen worden. Das kam ihm bei der Uebernahme des Geschäftes zugute. Sein Großvater Wilhelmi und sein Onkel Schulz, der Vater des Mitbegründers von Schulz, Knaudt A.-G. in Essen, wurden seine Lehrmeister in kaufmännischer Beziehung. Sie fanden einen überaus gelehrigen Schüler an ihm, der sich in ganz kurzer Zeit zum tüchtigen Korrespondenten und Geschäftsführer heranbildete. In der Fabrik selbst war nur noch ein kleiner

Fig. 2
Das Stammhaus inmitten der Gußstahlfabrik in Essen.

Stamm treuer geübter Arbeiter vorhanden. An diese sieben Getreuen, wie er sie nannte, hat sich Krupp zeitlebens dankbar erinnert. Kurz vor seinem Tode hat er die Namen dieser sieben, die ihm 1826 geholfen hatten, das Unternehmen wieder aufzurichten, niedergeschrieben und hinzugefügt »dazu A. K. macht 8 Mann«. In der Tat, in Reih und Glied mit den wenigen Arbeitern stellte sich jetzt der später zu so großem Ansehen emporgestiegene Industrieherr. Auch von den Freunden des Hauses und der geringen der Firma treu gebliebenen Kundschaft wurde die außergewöhnliche Fähigkeit des jungen Krupp bald erkannt. Der Vorsteher der Münze in Düsseldorf schrieb an den 14jährigen Knaben als an den »Fabrikbesitzer Alfred Krupp« und verhandelte mit ihm wie mit einem fertig ausgebildeten Geschäftsleiter. Bald machte sich die Tätigkeit des jungen Krupp überall bemerkbar. Das Geschäft fing an, sich neu zu beleben. Mit größter Vorsicht mußte man allerdings vorgehen. Betriebskapital war nicht vorhanden. Eine Karre Eisen zu kaufen, das bedeutete fast ein Vermögen, auch Tonerde und Graphit mußte man in kleinsten Mengen von Kaufleuten in Essen erwerben. Zerbrach ein Tiegel während des Schmelzens, so kam das, wie Krupp später gern erzählte, fast einem Bankerott gleich. Eifrig suchte er die Fabrikation zu verbessern. Jahrzehntelang hat er bei aller praktischen Arbeit an erster Stelle gestanden. Er war der Beste seiner Leute in den Feuerarbeiten und später auch in den mechanischen Arbeiten. Er mußte die neuen Arbeiter, die er »vom Pfluge weg« in seine Fabrik aufnahm, zu allen mechanischen Verrichtungen anlernen, er bildete sich an der Drehbank seine Dreher aus, und draußen in der Hammerschmiede lehrte er den neuangestellten Schmieden die Behandlung des Gußstahles. Aber mit diesen technischen Aufgaben war seine Tätigkeit nicht erfüllt. Er mußte suchen, den Absatz zu vermehren, und so machte sich denn der junge Knabe, während seine früheren Mitschüler in Essen die Schulbank drückten, auf, zu Fuß die schönen Täler des Bergischen Landes zu durchwandern. Es war eine betriebsame Gegend, die er besuchte. In jedem der Täler arbeiteten zahlreiche Hämmer für die verschiedensten Industrien, wie sie heute noch in Remscheid und Solingen und den andern Orten dieser Gegend zu Hause sind. In jedem Hammer kehrte er ein, und er freute sich, daß der Name seines Vaters und die Güte des Kruppschen Gußstahles noch nicht ganz vergessen war. Die alten erfahrenen Hammerschmiede schienen an dem jugendlichen Fabrikbesitzer Gefallen zu finden. Sie erzählten ihm von ihren Erfahrungen, von ihren Bedürfnissen, und Krupp verstand es, ihnen die Vorteile des Gußstahles so vor Augen zu führen, daß er fast nie ohne Bestellung nach Hause kam. Allerdings, die Aufträge beliefen sich höchstens auf einige Taler. Wenn er es gar an einem Tage auf 25 Taler an Aufträgen brachte, dann war die Freude besonders groß, und seine lebhafte Phantasie mag ihm dann frohe Zukunftsbilder ausgemalt und ihm dadurch neue Hoffnung zu weiterer Arbeit gegeben haben. Er verstand es ausgezeichnet, mit der Kundschaft umzugehen. Sein erster Grundsatz war der absoluter Wahrhaftigkeit. Wenn Fehler vorgekommen waren, so gab er es unumwunden zu. Er suchte aber den Praktikern zu erklären, wodurch diese Fehler entstanden waren und wie man sie vermeiden könne. Daraus gewannen sie die Zuversicht, daß Krupp auf dem richtigen Wege war, seine Fabrikate in ständig aufsteigender Linie zu verbessern. Schon jetzt kam immer wieder der Grundsatz, dem er Zeit seines Lebens treu geblieben ist, zum Ausdruck, nur das Beste liefern zu wollen. »Ordinär arbeiten ist gegen meine Neigung«, das waren Worte, die er schon als Jüngling zu gebrauchen pflegte, und in dem von ihm am Ende seines Lebens zur Sicherung seiner Schöpfung aufgestellten Generalregulativ lautet der erste Satz: »Als oberster Grundsatz ist das Ziel im Auge zu behalten, daß die Firma in der Fabrikation stets das Ausgezeichnetste und möglichst Vollkommene zu leisten habe«. In diesen jungen Jahren setzte sich in ihm die Ueberzeugung fest, daß der Sieg seines Unternehmens nur durch die Güte der Ware zu erreichen sei. »Der Wert der Arbeit, unparteiisch erwogen, muß uns die Arbeit bringen.«

Zunächst waren Werkzeugstahl und Lohgerberwerkzeuge die Haupterzeugnisse Krupps. Bei seinen Wanderungen durch die Hämmer des Bergischen Landes war er auch auf den Gedanken gekommen, die Hammerbahnen mit gußstählernen Einsätzen zu versehen. Das führte sich bald ein und gab ihm guten Absatz. Für Gerbergeräte übernahm Krupp auch zum erstenmal eine Garantie. Durch diese unbedingte Gewähr, die sich so weit erstreckte, daß er jedes nicht den Ansprüchen genügende Stück unentgeltlich gegen ein neues umtauschte, erwarb er sich in ungewöhnlich hohem Maße das Vertrauen seiner Kunden. Allerdings brachte ihm die Garantie auch schwere Sorgen; denn öfter fiel die Eisenlieferung schlecht aus, und dann war auch mit dem daraus gefertigten Gußstahl nicht allzuviel zu machen. Auch einige der Münzen, die mit dem Vater noch in geschäftlicher Verbindung gestanden hatten, blieben dem Sohn treu. Die Leiter dieser Münzen rieten Krupp, sich wie sein Vater weiter mit der Herstellung harter Stahlwalzen zu beschäftigen, die man in der Metallfabrikation sehr notwendig brauchte und bis dahin selbst aus England nicht in ausreichender Güte beziehen konnte.

1828 gelang Krupp hierin ein wesentlicher Fortschritt, und von 1829 an suchte er nunmehr auch planmäßig das Absatzgebiet weiter auszudehnen. Er suchte Wiederverkäufer für den Verkauf von Werkzeugstahl und Gerbergeräten, er errichtete Kommissionslager, und er bekümmerte sich auch eifrig um den damals üblichen Hausierhandel. Kein Mittel war ihm zu gering, um seinen Zweck zu erreichen. Trotz aller Mühe aber betrug der jährliche Umsatz in den Jahren von 1827 bis 1830 durchschnittlich doch nur 7000 Taler. Das reichte kaum aus, um die unmittelbaren Betriebskosten zu decken. Immer wieder versuchte deshalb Frau Krupp, sich an die Regierung um Hülfe zu wenden. Einen zinsfreien Vorschuß von 15000 Talern erbat man, um hiervon die Anlagen weiter ausdehnen zu können. Aber die Zeiten hatten sich geändert. Während man früher von Staatswegen planmäßig durch sehr erhebliche Geldmittel jedem tüchtigen Unternehmer weiterzuhelfen suchte, war jetzt die Ansicht maßgebend, daß alles aus eigenen Kräften, ohne Hülfe des Staates zu erfolgen habe. Alle Gesuche wurden abschlägig beschieden. Krupp war auf sich selbst angewiesen. Zunächst war ihm somit der Weg, die Fabrikation wesentlich auszudehnen, verschlossen. Es blieb nur übrig, die Qualität zu erhöhen. Planmäßig arbeitete Krupp deshalb auf die Wertsteigerung hin. Während die Stahlerzeugung von 1827 bis 1833 nur um 50 vH stieg, stieg der Wert der Erzeugnisse um 125 vH. Ein Zentner Gußstahl in Form von Stangen hatte etwa 25 Taler Wert, in Form von Münzstempeln 75 bis 100, in Form von Walzen aber schon 125 bis 250 Taler.

Je mehr Krupp sah, wie es nicht nur darauf ankam, brauchbaren Stahl zu liefern, sondern wie die Güte des fertigen Erzeugnisses in hohem Maße davon abhing, wie der Stahl weiter bearbeitet wurde, um so mehr drängte er zur Fertigfabrikation. Was nutzte der beste Stahl, wenn schlechte Ware daraus hergestellt wurde; und so sehen wir die Entwicklung der Kruppschen Werke gekennzeichnet durch den Weg vom Rohstoff zum Fertigfabrikat. 1829 entschloß sich Krupp, die fertige Herstellung der Walzen, die beim Schneiden und Abdrehen von den Kunden oft verdorben wurden, selbst zu übernehmen. Eine kleine Drehbank und eine einfache Schleifmaschine baute er sich selbst in der Walkmühle. Es war dies der Anfang zu seiner umfassenden Konstrukteurtätigkeit, ein Gebiet, auf dem er nicht minder Großes geleistet hat, wie als Hüttenmann. Nach manchen Versuchen arbeiteten diese überaus primitiven ersten Werkzeugmaschinen zur Zufriedenheit. Krupp teilte seinen Kunden mit, daß er nunmehr imstande sei, fertig geschliffene und gehärtete Walzen zu liefern. Voller Stolz schrieb er: »Nunmehr kann ich jede Walze von Gußstahl machen, sie sei auch noch so groß«. Damit war er allerdings in seinem zukunftsfrohen Optimismus der Entwicklung weit vorausgeeilt.

Aus allen diesen Arbeiten hatte Krupp in hüttenmännischer und mechanisch-technischer Hinsicht sehr viel gelernt. Das gab ihm den Mut, nunmehr auch den Versuch zu machen, größere Stahlwalzen durch ein Gießverfahren zu erzeugen. Er versuchte Stahlformguß herzustellen. Die ersten Walzen

dieser Art konnte er 1832 liefern. Vorher hatte er auch bereits versucht, Eisen und Tiegelstahl zusammenzuschweißen, d. h. sogenannten Compoundstahl, wie man ihn 40 Jahre später herstellte, zu fabrizieren. Sieht man von den Versuchen seines Vaters auf dem Gebiete des Stahlformgusses ab, so ist Alfred Krupp mit den ersten Stahlgußwalzen auch der erste Fabrikant von Stahlformguß in der Welt geworden. Aber auch auf einem andern Wege versuchte er, stärkere Gußstahlwalzen anzufertigen. Man hatte schon früher immer wieder von neuem versucht, schweißstählerne Ringe um einen eisernen Kern zu legen. Diese Ringe aber rissen leicht, und die Schweißnaht zeigte eine abweichende Härte. Krupp kam nun auf den Gedanken, einen scheibenförmigen kleinen Stahlblock über einen Dorn ringförmig auszuschmieden. Diese Ringe von etwa 4 bis 5 Zoll Durchmesser ließen sich leicht härten, und sie wurden dann auf eine starke stählerne Achse aufgezogen. In ähnlicher Weise hat Krupp später versucht, Gewehrläufe durch Hohlschmieden über einem Dorn herzustellen. Diese Ringwalzen bildeten aber zugleich auch die erste Entwicklungsstufe zu der für seine Werke so überaus bedeutsamen Fabrikation von nahtlosen Reifen für Eisenbahnräder, die er 20 Jahre später aufnahm.

Die Herstellung der gußstählernen Ringwalzen, von denen das erste Paar 1831 für 100 Taler nach Gotha geliefert wurde, machte neue Werkzeugmaschinen nötig. Man hatte kein Geld, sich kostspielige englische Werkzeugmaschinen anzuschaffen. In der denkbar einfachsten Weise mußte sich Krupp seine Maschinen selbst bauen, und so unbeholfen sie aussahen, so verstanden er und seine Arbeiter, die er angelernt hatte, doch, auf diesen Maschinen schon so genau zu arbeiten, daß alle Ansprüche nach dieser Richtung hin befriedigt wurden.

Die technischen Fortschritte machten es notwendig, auch kaufmännisch das Geschäft weiter zu entwickeln. 1832 trat Krupp seine erste größere Reise an. Den Rhein aufwärts ging es nach Bonn, Koblenz, Wiesbaden, Frankfurt, dann in die Sitze der hessisch-schwäbischen Gold- und Silberindustrie, er kam auch nach Stuttgart, Heilbronn, Hanau. Er besuchte dort die Münzen und lernte auch die rheinische Lederindustrie kennen, die für ihn seiner Lohgerberwerkzeuge wegen großes Interesse hatte.

Im Winter besuchte er das bergisch-märkische Industriegebiet. Zwei Jahre später finden wir ihn wieder in Süddeutschland, von da aus besuchte er auch Berlin. Die geschäftlichen Verbindungen, die er überall anknüpfen konnte, überzeugten ihn, daß er mit den völlig unzureichenden Betriebseinrichtungen seiner kleinen Fabrik nicht weiterkommen könne. In Essen waren die wenigen Werkzeugmaschinen anfangs mit der Hand betrieben worden. Die Betriebskraft aber, die Krupp eine Stunde davon in der Walkmühle zur Verfügung hatte, versagte nur allzu oft. Das Wasser in den beiden Sammelteichen war in wenigen Stunden verbraucht. Krupp erzählte später, wie er oft unter dem Birnbaum seines Gartens gestanden habe, sehnsüchtig aufwärts schauend, ob nicht der Müller oben nun endlich seine Schleusen ziehe, wodurch er Wasser zum Betrieb seiner Hämmer erhalten konnte. Der große Hammer von 4 Zentnern reichte für die meisten Arbeiten nicht aus. Schwere Stücke mußte man von fremden Hämmern schmieden lassen. Das kostete viel Geld und gab oft Aerger wegen verpfuschter Arbeit. Zum Schmieden kleiner Werkzeuge und zur Drahtfabrikation waren die Hämmer wieder zu schwer. Als Krupp genötigt wurde, auch fertige Walzmaschinen zu bauen, da seine Walzen, oft in unzulässiger Weise in alte Gestelle eingebaut, so nicht befriedigen konnten, wurde es wünschenswert, eine mechanische Werkstatt draußen in der Walkmühle einzurichten. 1832 entstand hier die älteste mechanische Werkstatt der Firma Krupp. In einer der oberen Stuben im Hammergebäude wurde die Schleiferei und Dreherei untergebracht. Die Werkzeugmaschinen wurden mit Seilen vom Wasserrad aus betrieben. Alles war in einfachster Weise ausgeführt und auch die Drehbänke noch aus Holz. Nach und nach ließ Krupp sich dann einzelne Teile der Drehbänke in der Gutehoffnungshütte aus Eisen herstellen. Nur zu bald aber sah er, daß mit dem Wasser allein nicht mehr auszukommen war. Es wurde ihm zur Gewißheit, daß seine Lebensarbeit nur dauernd Erfolg haben könnte, wenn er die Werkstatt wieder nach Essen verlegte und ihm eine Dampfmaschine für den Betrieb zur Verfügung stünde. Es sollte eine 20pferdige Maschine sein, die die Gutehoffnungshütte bauen sollte. Wenn er die hätte, dann glaubte er »Enormes fabrizieren zu können«. Aber woher das Geld hierfür beschaffen? Die Fabrik litt dauernd unter Geldmangel, an den Löhnungstagen mußten zuweilen Freunde und Verwandte talerweise aushelfen. Krupp selber erkrankte nach der Rückkehr von seiner zweiten süddeutschen Reise 1834 an Lungenentzündung und war monatelang körperlich außerordentlich schwach; aber auch in dieser schwersten Zeit verließ ihn der Mut nicht, von dem er bis zum Ende seines Lebens sagte, er wünsche nur, daß er ihn auch andern einflößen könne, er sei nicht Leichtsinn, sondern beruhe auf Zuversicht. Diese Zuversicht aber zum endlichen Erfolg verstand er auch auf Friedrich von Müller, seinen Verwandten, zu übertragen, der nunmehr in ein dauerndes Gesellschaftsverhältnis mit der Inhaberin der Fabrik trat und der Firma 1834 den bedeutenden Betrag von 10000 Talern für die Erweiterung zur Verfügung stellte. Müller trat als stiller Teilhaber ein und wurde mit einem Drittel beteiligt. Ehe Krupp aber daran ging, diese Geldmittel nunmehr in der Neueinrichtung festzulegen, bat er seinen Arzt, ihm doch wegen seiner schwankenden Gesundheit die Wahrheit zu sagen. Er schrieb ihm: »Ich habe viel Arbeiten für den Geist, muß viel denken und praktizieren, um 50 Menschen in der Fabrik gehörig zu beschäftigen, so daß ich jetzt auch bei Nacht kaum schlafe«. Der Arzt tröstete ihn. Krupp fühlte sich auch gesundheitlich bald wieder besser und ging nun mit höchster Energie daran, sein Werk zu vergrößern. 1835 bestellte er bei der Gutehoffnungshütte eine Dampfmaschine für 5000 Taler. Diese 20pferdige Balanziermaschine mit ihren 25 Hüben in der Minute steht heute als ehrwürdiges Zeichen des bescheidenen maschinellen Anfanges der Kruppschen Werke im Deutschen Museum in München. Krupp zeigte sich jetzt als geborener Konstrukteur; wenn auch die Maschinen, die er damals baute, heute leider nicht mehr vorhanden sind, eine große Zahl Skizzen, die auf uns gekommen sind, lassen erkennen, wie meisterhaft er es verstand, mit den gegebenen Mitteln das Größte zu leisten. Wenn einer der hervorragendsten Konstrukteure aller Zeiten, James Watt, es als etwas Großes bezeichnete, zu wissen, was man bei einer Konstruktion entbehren könne, so war auch hierin Krupp einer der Ersten seines Faches. Er baute sich jetzt größere und kleinere Hämmer, die nun von der zuverlässigen Dampfmaschine statt des unzuverlässigen Wasserrades angetrieben wurden. Alle diese Hämmer haben ausgereicht, bis Krupp anfangs der 50er Jahre die ersten schweren Dampfhämmer erbaute.

1836 machten sich schon die Erfolge der Neuanlage bemerkbar. Bereits 1834 war die Stahlerzeugung mit einemmal von 9000 auf 28000 Pfund emporgegangen. Die Arbeiterzahl stieg auf 80, der Absatz wurde verdoppelt. Aber alle die Erweiterungen, die hierfür notwendig wurden, hatten auch 18000 Taler Kapital verschlungen. Um sie vollständig fertigzustellen, brauchte man neues Geld. Naturgemäß mußte man auch zur Fortführung des Betriebes Geld zur Verfügung haben. Noch einmal wandte sich Frau Krupp 1835 an die Regierung mit der Bitte, ihr auf 10 Jahre 10000 Taler zu leihen. Auch das wurde abgelehnt. In der äußersten Not half wieder von Müller mit einem Darlehn von 6000 Talern.

Bei der Vergrößerung des Betriebes mußten jetzt auch einige Beamte eingestellt werden, da Krupp unmöglich noch alles selbst besorgen konnte. Auch sein Bruder Hermann Krupp, der 1814 geboren, jetzt 21 Jahre alt war, half schon eifrig mit im Geschäft, in dem sich auch die ältere Schwester und der jüngere Bruder mit leichteren Kontorarbeiten, sobald es ihnen möglich war, nützlich zu machen versuchten. Hermann Krupp ging nun auf die Reise nach Süddeutschland und knüpfte wertvolle neue geschäftliche Verbindungen an. 1835 beginnen auch die unmittelbaren Beziehungen der Firma zum Auslande, wenn man von einigen Stempeln, die schon vorher nach Griechenland und Holland gegangen waren, absehen will. 1836 stellte Krupp seinen ersten Reisenden ein, der ausgezeichnet einschlug.

1837 erreichte der Umsatz bereits den Betrag von 32000 Tlrn.; in vier Jahren war er beinahe um das Zehnfache gestiegen. Besonders die Ausfuhr gewann größere Bedeutung, fast 2/3 gingen nach dem Auslande. Von den fertigen Walzen, deren unübertreffliche Güte bald erkannt wurde, gingen fast 3/4 allein nach Frankreich. In Deutschland war es am schwersten, voranzukommen. Das Land war wirtschaftlich und politisch zu sehr zersplittert, es fehlte überall an Geld. Krupp aber hatte den Grundsatz, auf Preis zu halten. Nachlässe liebte er nicht. Er wollte nicht mit »Krämermitteln« arbeiten. »Eine gute Walze sei niemals zu teuer.« Manchmal mag es dann auch zu kurzen Ablehnungen gekommen sein, wenn man allzu fest auf Preisnachlaß von seiten der Kunden bestand. Später hat einmal Maffei einem Kruppschen Vertreter gegenüber, der ihm Angebote machte, geäußert: »Ich habe Ihnen glücklicherweise nichts zu bestellen; wenn ich das Unglück habe, Ihnen etwas bestellen zu müssen, werde ich das schon tun«.

1838 ging Krupp selbst ins Ausland. Er besuchte zuerst Frankreich und machte von dort aus eine längere Studienreise durch England. Von Juli 1838 bis September 1839 war er von Essen fern. Besonders glänzend entwickelte sich das Geschäft in Paris. Er hatte es in kurzer Zeit fertig gebracht, sowohl französisch als englisch fließend sprechend zu lernen, und so war es ihm leicht, vorzügliche Geschäftsverbindungen anzuknüpfen. Im Januar aber kamen schon ängstliche Briefe aus Essen. Man wußte sich ohne ihn keinen Rat mehr, überall machte sich ein geschäftlicher Niedergang bemerkbar, das Geld wurde knapp, die Geschäfte gingen schlecht. Die Vorzüglichkeit der Waren brachte in gewisser Weise auch Sorgen mit sich; denn wenn man mit einem Kruppschen Fünffrankenstempel ohne wesentliche Abnutzung 230000 Münzen prägen konnte, statt wie bisher höchstens 25000, so mußte es recht lange dauern, ehe die Kruppschen Fabrikate sich abgenutzt hatten und durch neue ersetzt werden mußten. Auch bei späteren Reisen stellte sich immer wieder heraus, daß die alten Kunden, durchaus zufrieden mit den gelieferten Waren, gar nicht daran dachten, neue Bestellungen aufzugeben. Aber auch die traurige Lage, die Krupp bei seiner Rückkehr in der Fabrik vorfand, entmutigte ihn nicht. Seine Zähigkeit und seine Geduld waren beispiellos. »Das Erreichen hängt bloß vom Willen ab«, das war für ihn keine Redensart, das war seine Ueberzeugung. Je größer die Widerstände, um so größer seine leidenschaftliche Lust, sie zu überwinden: »Jetzt doppelt und dreifach drauf los!« Seine Zuversicht wurde belohnt.

1840 ging er wieder von neuem auf Reisen. Ueberall suchte er nach neuen Verbindungen. In Berlin gelang es ihm, von der Firma Vollgold & Sohn den größten Auftrag, den er bis dahin erhalten hatte, zu bekommen. Der Wert derselben belief sich auf 5000 Tlr. Es handelte sich um Walzmaschinen, die, einschl. des zugehörigen Roßwerks, 100 Zentner schwer, mit Pferden nach Berlin befördert werden mußten. Das Walzwerk, das ausgezeichnet gelungen war, hat fast 70 Jahre in Berlin gearbeitet. 1909 ist es von der Firma zurückerworben und dem Museum der Fabrik überwiesen worden. Auch heute noch sind die Walzen in brauchbarer Verfassung. Der Erfolg, den Krupp hier erzielte, spornte ihn an, nunmehr an den Absatz ganzer Maschinenanlagen zu denken. Von 1840 bis 1843 war er immer nur auf kurze Zeit in Essen. Seine Reisen führten ihn über Berlin nach Warschau, nach Sachsen und Schlesien, nach Ungarn und vor allem häufig nach Wien. Die erste längere Wiener Reise brachte ihm von der Münze einen Auftrag auf Maschinen und Walzen im Werte von rd. 25000 Gulden. Das schien ein großer Erfolg, und doch sollte gerade dies Geschäft ihn in die bitterste Not bringen. Später pflegte er oft in Erinnerung hieran zu sagen, daß er die Farbe seiner Haare in Wien gelassen habe. Er war bei den Lieferverträgen sehr schwere Bedingungen eingegangen, deren Unerfüllbarkeit er damals aus Mangel an Erfahrungen im Münzgebiet nicht übersehen konnte. Man wollte ihm infolgedessen den Kaufpreis nicht auszahlen, und während er lange Zeit in Wien leben mußte, ging die Fabrik in Essen immer weiter zurück; schließlich gelang es Krupp nur dadurch, daß er an maßgebender Stelle vollständig offen seine Verhältnisse darlegte, eine Bewilligung des Kaufpreises durchzusetzen. Der Streit mit der Behörde zog sich allerdings noch weiter hin und wurde erst 1843 durch unmittelbare Entscheidung des Kaisers zu Krupps Gunsten entschieden. Der Schaden, den Krupp hiervon hatte, belief sich auf mindestens 30000 Gulden. Ein sehr kritischer Punkt war für die Fabrik wieder einmal erreicht. Es schien, als ob auch alles bisher Erreichte nunmehr unrettbar verloren sei. 1842 stand man in Essen unmittelbar vor dem Zusammenbruch. In dieser kritischen Zeit lief die erste Zahlung der Münze ein, dann gelang es, einen Bankkredit von 15000 Talern aufzunehmen, der auf die Fabrik hypothekarisch eingetragen wurde, und so konnte man dann mit neuem Geld und neuen Sorgen zunächst einmal wieder weiterarbeiten. Nur die wachsende Ausfuhr machte in diesen Jahren die Fabrik bald wieder lebensfähig.

Fig. 3.

Die Gußstahlfabrik in Essen 1835.

Das Jahr 1843 fand die drei Brüder Krupp wieder zu gemeinsamer Arbeit in Essen vereint. Der jüngste der Brüder, Friedrich Krupp, zeigte sich technisch ausgezeichnet begabt, aber er wollte zu schnell vorwärts kommen. Sein sparsamer Bruder tadelte an ihm, daß er gleich alles zu groß anfange, vor allem aber fehlte ihm gleich seinem Vater die Zähigkeit des Durchhaltens, der Alfred Krupp in erster Linie seinen Erfolg zu verdanken glaubte. So machte sich bald ein gewisser Gegensatz zwischen den Brüdern bemerkbar, und dies führte schließlich 1848 zum vollständigen Ausscheiden Friedrichs, der 1901 im Alter von 80 Jahren in Bonn gestorben ist. Für den zweiten Bruder Hermann Krupp, der, technisch und kaufmännisch vorzüglich begabt, der Essener Fabrik schon große Dienste geleistet hatte, sollte sich ein neuer aussichtsreicher Wirkungskreis finden.

Diese Entwicklung knüpft an die Versuche mit der sogenannten Löffelwalze an. Man hatte bis dahin die Löffel mit der Hand hergestellt und am Anfang des vorigen Jahrhunderts auch schon Pressen und Prägemaschinen hierfür benutzt. Es lag nahe, die Fabrikation mit Hülfe entsprechend gravierter Walzen zu versuchen. Zu verschiedenen Zeiten und an verschiedenen Orten hatte man nach der Richtung hin bisher aber ohne Erfolg gearbeitet. Ein Münchener Goldschmied bestellte in den 30er Jahren eine solche Löffelwalze

bei Krupp. Hierbei lernte Hermann Krupp das Verfahren eingehend kennen, und beide Brüder haben dann gemeinsam die Aufgabe schließlich erfolgreich gelöst. Außerordentliche technische Schwierigkeiten waren hierbei zu überwinden. Da die Leistungsfähigkeit einer solchen Walze gegenüber dem bisher üblichen Herstellverfahren sehr groß war, so glaubte man, mit wenigen Maschinen den Löffelbedarf der ganzen Welt decken zu können. Man wollte deshalb für jedes Land nur eine Einrichtung für Silber und eine für Neusilberbestecke verkaufen. Durch das Monopol, das man dann mit der Lieferung dieser Maschine zugleich erteilte, wollte man sich natürlich entsprechend entschädigen lassen. Die ersten entscheidenden Schritte hatte Alfred Krupp nach dieser Richtung hin in Wien getan. Mit einem Mitgliede des alten Dürener nach Wien verzogenen Hauses Schöller, das er 1842 dort kennen gelernt hatte, beschloß er eine Fabrik in Berndorf in der Nähe bei Wien, wo eine Wasserkraft vorhanden war, anzulegen. 1845 konnte der Betrieb beginnen. Aber noch 7 Jahre harter Arbeit und mehr als 100000 Gulden hatte man bis 1848 opfern müssen, ehe man an irgend einen Verdienst denken konnte. Hermann Krupp wurde für die technische Leitung in Berndorf bestimmt. Vom September 1844 an ist er dauernd in Oesterreich geblieben. Er und dann sein Sohn Arthur Krupp, der heutige »österreichische Krupp«, haben aus der kleinen Berndorfer Anlage eine große Weltfabrik geschaffen.

Die Gußstahlfabrik in Essen hatte zunächst den Vorteil vor der Berndorfer Anlage, daß sie in der Zeit schlechten Geschäftsganges von 1840 bis 1845 regelmäßige Aufträge für diese auszuführen hatte.

Abgesehen von der Löffelwalze suchte Krupp auch nach andern Gebieten seine Fabrikation auszudehnen. Er war von Anfang an überzeugt, daß sein Gußstahl für die verschiedensten Zwecke vorteilhaft zu verwenden sei, und so wurde er überall der Pionier für die Verwendung besten Materials. Damals begann man auch Federn, ja ganze Maschinenteile aus Gußstahl herzustellen. 1843 hat Krupp die ersten Gewehrläufe geschmiedet. Auf der preußischen Gewerbeausstellung 1844 wurden solche Kruppsche Gewehrläufe, die man, um die Zähigkeit des Materials zu zeigen, zusammengebogen hatte, sehr bewundert. 1844 bot Krupp auch bereits zum erstenmal dem preußischen Kriegsminister ein gußstählernes Geschützrohr an. Dieses Jahr schien wieder einmal der Beginn einer großen Aufwärtsentwicklung zu sein. Jetzt dachte Krupp auch daran, sich etwas behaglicher einzurichten. Zwischen dem Stammhaus und dem alten Schmelzbau ließ er einen zweiten bescheidenen Zwischenbau für sich als Wohnung ausführen. Hier wurde ihm 1854 sein Sohn Friedrich Alfred Krupp geboren.

Im Oktober 1844 waren auf der Gußstahlfabrik eine Dampfmaschine, 4 Hämmer, 15 Schmiedefeuer, 26 Werkzeugmaschinen vorhanden, und die Arbeiterzahl war auf 131 gestiegen. Im gleichen Jahr hat Krupp auch seinen Jugenfreund Sölling als stillen Teilhaber gegen Zahlung einer Summe von 50000 Talern aufgenommen. Sölling blieb sein treuester Freund. Er war ein vorzüglicher, klug berechnender vorsichtiger Kaufmann, der allerdings nicht stets dem großen Wagemute Krupps zu folgen vermochte.

Immer eifriger versuchte Krupp seinem Gußstahl neue Gebiete zu erschließen. Die Lokomotiven und Dampfschiffe, die sich immer mehr ausbreiteten, schienen ihm besonders geeignete Verwendungsmöglichkeiten für sein Material zu bieten. Die Bonn-Kölner Bahn hat 1848 die ersten Kolbenstangen von Krupp bezogen, und die ersten Eisenbahnachsen hat im gleichen Jahr die Köln-Mindener Bahn erhalten. Schon 1847 hatte Krupp die ersten Gußstahlfedern für Eisenbahnwagen geliefert. Die Grundlage aber der ganzen Fabrikation blieben auch jetzt noch immer die Gußstahlwalzen.

Krupp war in dieser Zeit sehr viel verreist. Mehrmals besuchte er wieder England, Frankreich, Holland; 1846 war der Umsatz dank großer Bestellungen, die er aus Frankreich und Holland erhalten hatte, auf 80000 Taler gestiegen. Im folgenden Jahr wurde kaum die Hälfte erreicht. Der Abschluß vom 31. Dezember 1847 wies einen großen Verlust auf. Wieder einmal schien alles verloren, auch das, was er selbst in 21 Jahren geschaffen hatte. Der Freund der Familie, Karl Schulz in Essen, sah nur noch einen Ausweg aus dieser Schwierigkeit. Die Inhaberin der Gußstahlfabrik sollte jetzt die Fabrik dem ältesten Sohn verkaufen. Nur wenn es von jetzt ab einen Herrn gab, erschien Rettung noch möglich. Die Geschwister stimmten zu. Durch einen Kaufvertrag vom 24. Februar 1848 wurde Alfred Krupp der alleinige Besitzer der Gußstahlfabrik. Auch das Verhältnis zu der Berndorfer Fabrik wurde jetzt gelöst. Die bisherigen Verluste wurden von der Gußstahlfabrik ausgezahlt und die österreichische Fabrik an Hermann Krupp übertragen.

»Anfangen im Kleinen, Ausharren in Schwierigkeiten, Streben zum Großen«, diese von Krupp, wie so viele andern sprichwortartig geprägten Worte waren auch jetzt, als er für eigene Rechnung zu arbeiten hatte, sein Leitstern. Die Essener Handelskammer hat damals 1848 in ihrem Berichte besonders hervorgehoben, daß bei der schwierigen geschäftlichen und industriellen Lage die Essener Gußstahlfabrik am schwersten zu kämpfen habe. Nur die Arbeiter hielten noch treu zu Alfred Krupp, auch in den das Wirtschaftsleben schwer erschütternden revolutionären Zeiten. Die Löhne wurden weiter bezahlt, als ob alles in bester Ordnung wäre. Für 70 Arbeiter mußte Alfred Krupp sorgen, ohne Geld zu verdienen; er konnte nirgends mehr neues Geld auftreiben. Besonders die Banken wollten gar nichts mehr von einer Unterstützung des Unternehmens wissen. Wenn der Löhnungstag herankam, dann mußte Krupp von Bekannten zu Bekannten gehen und sich oft in kleinsten Beträgen das Geld zu hohen Zinsen leihen. An einem Tage waren aber auch diese Hülfsmittel vollständig erschöpft. Doch auch das vermochte noch nicht Krupps Mut zu brechen. »Geld verloren, wenig verloren, Ehre verloren, viel verloren, Mut verloren, alles verloren.« Diese Worte, die er später gern gebrauchte, mögen ihm auch damals gesagt haben, daß die Zeit zum Verzweifeln nicht gekommen sei. Er entschloß sich, den letzten Schritt zu tun. Sein Härtmeister mußte das ganze Silberzeug der Familie zusammentragen und es in einem der oberen Räume des neuen dreistöckigen Fabrikgebäudes einschmelzen. An Krupps 36stem Geburtstage wurden die Silberbarren nach Düsseldorf zur Münze gebracht, um mit dem Erlös die Arbeiter auslöhnen zu können. 28 Jahre später hat Krupp in der Erinnerung an diesen Schritt erzählt: »Geld war für Wechsel nicht zu haben, und da habe ich Löffel, Kannen, Sporen, Medaillen einschmelzen lassen, und wie ein Wunder geschah es, daß wir von dem Tage an vollauf Arbeit und Geld zur Disposition hatten.« Es war ein lohnender Auftrag auf Löffelwalzen eingelaufen, die Fabrik hatte wieder Arbeit, und jetzt begann es tatsächlich mit Riesenschritten aufwärts zu gehen.

Vom Jahre 1851 an war die ausschlaggebende Stellung der Walzmaschinen in der Kruppschen Fabrikation zu Ende. Jetzt gelang es, den Gußstahl in das riesige Gebiet des durch die Lokomotive neugeschaffenen Verkehrs einzuführen. Ein neues unvergleichlich viel größeres Absatzgebiet breitete sich vor Krupps zukunftsfrohen Blicken aus. Mit ungebrochener Energie schritt er vorwärts. Wie schon berichtet, hatte man zunächst in Essen Gußstahlfedern hergestellt. Um auf diesem Gebiet weiterzukommen, legte Krupp das erste eigene Walzwerk an, das 1852/53 in Gang kam und von einer 100pferdigen, von Krupp selbst gebauten Dampfmaschine betrieben wurde. Noch wesentlich größere Schwierigkeiten waren zu überwinden, ehe man die Fabrikation der Eisenbahnachsen endgültig eingeführt hatte. Wir haben gesehen, daß die Köln-Mindener Bahn 1848 den ersten Versuch mit Gußstahlachsen gemacht hatte. Im Jahr darauf hatte man schon 36 Achsen nachbestellt. Die Köln-Mindener Eisenbahn gab 1850 den ersten größeren Auftrag auf 325 Wagenachsen, und somit konnte man jetzt an die fabrikmäßige Herstellung denken. Eine neue Werkstatt wurde gebaut, und in wenigen Jahren wurden in dieser Werkstatt allein zuerst 80, dann 300 Menschen beschäftigt, während die gesamte Arbeiterzahl der Essener Gußstahlfabrik 1848 nur 70 Arbeiter betragen hatte. Auch die ersten Drehbänke für Radreifen und schwere Kurbelwellen, die erste hydraulische Presse zum Aufpressen der Räder, die ersten Kanonenbohrbänke wurden hier in der für

ALFRED KRUPP

— NACH DEM ÄLTESTEN VORHANDENEN BILDE —

damalige Begriffe großen Werkstätte aufgestellt. 1907 hat dann diese Arbeitstätte dem großen neuen Verwaltungsgebäude Platz machen müssen.

Auch bei der Herstellung der Eisenbahnachsen machte Krupp die alte Erfahrung, daß es nicht genügte, nur ein neues Material zu bieten, sondern daß auch die ganze Bearbeitung dem neuen Baustoff angepaßt werden mußte. Ein Grund für manche Mißerfolge lag in dem scharfen Absetzen der mittleren Teile. Immer wieder machte Krupp darauf aufmerksam, daß an dieser Uebergangstelle von der starren Nabe zu dem schwingenden mittleren Teil der Achse die größte Beanspruchung herrsche, daß man hier also die Achse besonders stark machen muß. Ferner wies er darauf hin, daß alle scharfen Ansätze zu vermeiden seien, da der Gußstahl leicht an den scharfen Ecken Risse bilde. Schließlich überzeugte er sich, daß er zur Fertigfabrikation übergehen müsse. In immer größerem Umfange fing er an, fertig bearbeitete Achsen zu liefern. Bedeutende Fachmänner, die in der ganzen Welt in hohem Ansehen standen, wie Engerth in Wien, Riggenbach in der Schweiz, Polonceau in Frankreich, traten energisch für die Güte des Kruppschen Gußstahles ein. So begann sich in steigendem Maße das Geschäft zu entwickeln. Borsig und Wöhlert, die großen Berliner Lokomotivfabriken, bestellten 1852 bei Krupp die ersten schweren Kurbelachsen. Die Rheinische Dampfschiffahrtsgesellschaft in Köln wollte Schiffsachsen haben. Die zu bearbeitenden Gußstahlstücke wurden immer gewaltiger. Für die erste Weltausstellung, die in London 1851 eröffnet wurde, wollte Krupp den größten bis dahin fertiggestellten Gußstahlblock ausstellen. 4300 Pfund war der Block schwer, der damals in London die Bewunderung der ganzen Welt auf sich zog. Aber wie sollte das alte Hammerwerk mit solchen Stahlmassen fertig werden? Die Gutehoffnungshütte mußte aushelfen. Man verpackte die glühenden Blöcke sorgsam in Asche und fuhr sie auf eisernen Wagen nach Oberhausen. Der beste Hammerschmied reiste mit, um die Arbeiten zu überwachen. Aber das war kostspielig und zeitraubend. Krupp wollte auch nach dieser Richtung hin unabhängig werden, und so entschloß er sich, einen Hammer von 80 bis 100 Zentnern Fallgewicht zu bauen. Freilich hätte er sich damals am liebsten wohl einen der modernen neuen englischen Dampfhämmer gekauft, aber dazu reichte sein Geld nicht. Er mußte selbst wieder der Konstrukteur seiner Arbeitsmaschinen werden. Er behielt deshalb die grundlegende Konstruktion der alten Stielhämmer bei, aber statt der Daumenwelle, die den alten Hammer hob, stellte er unter den mächtigen eichenen Stiel einen großen Dampfzylinder, der die Arbeiten zu leisten hatte. Fast zwei Jahrzehnte hat dieser Hammer zur vollsten Zufriedenheit gearbeitet.

Die Aufträge wuchsen. Frankreich bestellte die ersten Lokomotivachsen. Auf der Weltausstellung in Paris 1855 konnte Krupp einen Stahlblock von dem doppelten Gewicht des Londoner ausstellen. 5 t wog der Pariser Block. Sieben Jahre später, 11 Jahre nach der ersten Londoner Ausstellung, hatte die Welt einen Gußstahlblock von dem vierfachen Gewicht des Pariser, von 20 t, zu bewundern, und wieder 11 Jahre später, 1873 in Wien, zeigte Krupp einen Gußstahlblock von 52 t. Die Arbeiterzahl war 1857 auf rd. 1000 Mann gestiegen und blieb einige Jahre auf dieser Höhe. So überaus viel jetzt nach wenigen Jahren erreicht war, Krupp sah in allem doch erst den Anfang der großen Entwicklung, an die zu glauben er sich gewöhnt hatte.

Der alte Dampfhammer genügte seinen Ansprüchen nicht mehr. Ende 1858 entschloß er sich, einen Riesenhammer von 600 Zentnern Fallgewicht zu bauen. Damit wollte er »Leviathan-Achsen« und Blöcke von Gußstahl bis zu 50000 Pfund bearbeiten. So entstand der geschichtlich gewordene Hammer Fritz, eine der volkstümlichsten Maschinen, die je auf der Welt mit ihren Gliedern aus Stahl und Eisen sich für menschliche Zwecke abgemüht hat. Nicht weniger als 600000 Taler kostete der Bau, der in den Jahren 1859 bis 1861 durchgeführt wurde. Krupp hatte seiner Konstruktion die Ausführung der englischen Dampfhämmer zugrunde gelegt, ohne sich jedoch in allen Einzelheiten daran zu halten. Der Hammer Fritz ist später für ein Fallgewicht von 1000 Zentnern umgebaut worden. Er ist der größte Hammer der Gußstahlfabrik geblieben. 50 Jahre hat er gearbeitet, und erst in der Neuzeit haben wesentlich wirksamere hydraulische Schmiedepressen diesen treuen Mitarbeiter entbehrlich gemacht. Am 4. März 1911 hat der Hammer Fritz das letzte Schmiedestück bearbeitet.

Fig. 4.
Die erste mechanische Werkstatt in Essen, 1853 in Betrieb genommen.

Seine erste Arbeit war der Riesen-Gußstahlblock von 20 t für die Londoner Ausstellung 1862 gewesen. Dieses Meisterstück hat Krupp glänzende Erfolge eingetragen. Die ganze Welt sprach von Krupp und seinem Gußstahl. Damals war es, als ein berühmter Franzose in Krupp das Sinnbild der vorwärtsstürmenden industriellen Kraft Deutschlands sah. Man begann jetzt nicht nur an Krupp, sondern auch an die deutsche Technik und Industrie zu glauben. Die Kruppschen Erfolge stärkten das damals noch schwach entwickelte industrielle Selbstbewußtsein der Deutschen und ermutigten auch in dem noch nicht geeinigten Deutschland zu neuen Unternehmungen. Der Glaube an die Unüberwindlichkeit der Engländer auf technischem Gebiete begann der festeren Zuversicht auf eigene Leistungen mehr und mehr zu weichen.

1862 wurden bei Krupp schon 12 große Schiffswellen im Gesamtgewichte von 90 t bestellt. Eine für den Norddeutschen Lloyd 1863 angefertigte Kurbelwelle war die schwerste,

die man bis dahin hatte herstellen können. Sie kostete 30000 Taler. Das neu entstandene Deutsche Reich brauchte eine Kriegsflotte. Hier war Kruppscher Gußstahl wieder am Platze. 1877 lief das erste deutsche Kriegschiff, das gleichzeitig mit Kruppschen Gußstahlwellen und Kruppschen Kanonen ausgerüstet war, vom Stapel. Der Geschützfabrikant für die preußische und später für die deutsche Flotte war Krupp schon seit 1868.

Zu einem der größten Erfolge, die in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht Alfred Krupp beschieden waren, sollte die Herstellung von Radreifen aus Gußstahl führen. Auch hier waren zunächst außerordentliche technische Schwierigkeiten zu überwinden. Krupps geniales Können und seine unbesiegbare Ausdauer überwanden alle Schwierigkeiten, und das Fabrikzeichen der drei Ringe, das die Firma heute noch führt, wurde zum Wahrzeichen eines glänzenden Aufstieges der Fabrik in den 50er und 60er Jahren. Die großen Geldmittel, die Krupp aus dieser Fabrikation zuflossen, ermöglichten es ihm allein, getreu seinem Wahlspruch »Die Gegenwart für die Zukunft« die ungemein kostspieligen Versuche auf dem Gebiete des Geschützwesens zum erfolgreichen Ende zu führen.

1849 hatte Krupp mit seinen ersten Versuchen begonnen, Radreifen aus Gußstahl ohne Schweißnaht herzustellen. Daß dies an und für sich möglich sein müßte, das hatte er in kleinem Maßstabe bei seinen Ringwalzen erfahren. Auf verschiedenen Wegen suchte er die Aufgabe zu lösen. Auch hier wieder fing er in kleinstem Maße an. Die ersten Radreifen und Scheibenräder, die er anfertigte, gingen, wie er später erzählte, bequem in einen Handschuh. Die erste Kanone war 1 Fuß lang. 1851 konnten die ersten Probereifen abgehen. Ein englisches Patent hierauf hatte Krupp erhalten, ein preußisches wurde ihm zunächst nur auf 8 Jahre bewilligt. Man hatte diese Reifen mit dem Hammer geschmiedet. Für die Fabrikation im großen ließ sich das auf die Dauer nicht durchführen. Das Ziel mußte sein, auch diese Reifen im Walzverfahren herzustellen. Kleine Ringe aus Zinn und Blei suchte Krupp zuerst auf dem von ihm ersonnenen Wege zu fertigen. Schrittweise ging er zu Eisen, schließlich zu Stahl über. 1853 wurde das erste Bandagenwalzwerk aufgestellt. Im Juni 1854 arbeitete die Maschine allerdings noch recht langsam, doch schon zur Zufriedenheit. Die Münchener Industrieausstellung 1854 brachte den Kruppschen Reifen den ersten großen Erfolg. Den ersten größeren Auftrag von 80 Reifen erteilte die Nürnberger Firma Klett & Co., aus der die heutige Maschinenbaugesellschaft Nürnberg hervorgegangen ist. Am Ende des Jahres bestellte die Köln-Mindener Bahn bereits 400 Stück. Jetzt mußten neue weite Hallen gebaut, eine 200pferdige Dampfmaschine aufgestellt, die Walzwerke erweitert und ihre Leistung erhöht werden. Im Februar 1856 schrieb Krupp an seinen Freund Sölling, daß jetzt alles vortrefflich gehe. Für das nächste Jahrzehnt wünsche er sich nur jährlich Aufträge von 20000 bis 25000 Stück Reifen. Die ganze Maschinenanlage, wie sie Krupp erdacht und ausgeführt hatte, war auch nach der technisch konstruktiven Seite hin ein überaus großer Erfolg. Bis Januar 1857 lagen Aufträge schon für rd. 3000 nahtlose Reifen vor. Jetzt begann sich auch die Konkurrenz zu regen. Der Bochumer Verein für Gußstahlfabrikation lieferte Ende der 50er Jahre billige Radreifen, die er aus Formguß herstellte, ohne doch auf diesem Wege damals schon dauernden Erfolg erzielen zu können. Aber immerhin, dieser drohende Wettbewerb veranlaßte doch die Kruppschen Freunde, recht sorgenvoll in die Zukunft zu sehen. Sölling schrieb damals an Alfred Krupp: »Du plagst Dich von einem Jahr ins andre mit Sorgen über Sorgen hinein und wirst grau und alt dabei. Was helfen Dir die großen Anlagen und vielen Arbeiter, wenn Du mit jedem neuen Ziegelstein und mit jedem neuen Mann die Sorgen vermehrst und Dich tiefer hineinarbeitest. Fange doch endlich an, Nutzen von Deiner Mühe und Arbeit zu ziehen, denn es könnte wohl Zeit dafür sein.« Wieder aber bewies Krupp seine Tatkraft, die immer dann am größten zu sein schien, wenn die Schwierigkeiten für andre unüberwindlich wurden. Er hat einmal später von seiner Beharrlichkeit gesagt, daß er ihr allein alles Gelingen zu verdanken habe. »Mancher hätte sich schon zehnmal bange machen lassen und verzweifelt. Ich habe aber mit Beharrlichkeit meinen Zweck verfolgt.«

Der Sommer 1857 brachte ihm den größten Auftrag in Radreifen. Die bayrische Staatsbahn bestellte auf einmal 1500 Stück. Im ganzen waren in diesem Jahr allein 4000 Stück herzustellen. Arbeit gab es die Menge, aber der Verdienst wollte immer noch nicht ausreichen. Die 1000 Arbeiter zu beschäftigen, machte oft sehr viel Mühe. 9 Jahre später, 1865, war Krupps Wunsch, 20 bis 25000 Radreifen jährlich liefern zu können, bereits erfüllt, ja die nächsten Jahre brachten sogar eine Durchschnittserzeugung von 32000 Stück. Unermüdlich war Krupp damit beschäftigt, die gesamte Fabrikation zu verbessern. Später ist dann der Tiegelgußstahl nicht mehr ausschließlich für Reifen verwendet worden. Bei Lokomotiven noch bevorzugt, wurde er für Wagenradreifen in vielen Fällen durch den hierfür ausreichenden Martinstahl ersetzt. Zu immer größerer Bedeutung stieg die Reifenfabrikation empor. In den 80er Jahren wurden durchschnittlich 56000, in den 90er Jahren 68000, in dem letzten Jahrzehnt 87000 Reifen jährlich geliefert. Mehr als 2,75 Mill. Radreifen sind aus den Toren der Gußstahlfabrik in Essen hervorgegangen und haben im rasenden Lauf über stählerne Schienen den Ruf der Kruppschen Fabrikate durch die ganze von Schienen durchzogene Welt getragen.

Auch bei dieser Fabrikation können wir wieder beobachten, wie Krupp Schritt für Schritt zur Fertigfabrikation überging. Die meisten Eisenbahnen wollten nicht nur Radreifen haben, sie wollten die fertigen Räder oder noch lieber fertige Radsätze beziehen. Krupp begann sich 1854 mit der Entwicklung des Eisenbahnrades zu beschäftigen. Statt der damals üblichen schmiedeisernen Speichenräder fertigte er solche aus Gußeisen an. Die waren aber zu schwer und konnten sich nicht einführen. 1856 kam Krupp auf den Gedanken, schmiedeiserne Räder auf dem Wege der Prägung oder des Walzverfahrens herzustellen. Es gelang ihm 1858 auch in der Tat, ein Scheibenrad aus Puddelstahl mit Nabe und Kranz aus einem Stück zu fertigen. Aber die Herstellung war noch zu teuer. Inzwischen ging Krupp auch mit der Ausgestaltung seiner mechanischen Werkstätte voran. 1855 kam die erste hydraulische Presse zum Aufziehen der Räder auf die Achsen in die Werkstätten. Die ersten Drehbänke zum Abdrehen ganzer Radsätze kamen in den 50er Jahren aus München in Essen an. 1864 wurde dann ein neuer großer Schmelzbau errichtet, um die Stahlformgießerei aufnehmen zu können. Die Fabrikation der Radsätze erweiterte sich zusehends. 1870 konnten jährlich schon 6 bis 7000 Radsätze geliefert werden. Bei der Entwicklung des Wagenrades kam Krupp 1875 auf die Fabrikation der sogenannten Wickelräder, die durch Aufwickeln eines bandförmigen Eisenstreifens um eine schweißeiserne Nabe und durch nachträgliches Zusammenschweißen hergestellt wurden und sich ausgezeichnet bewährten.

Die Eisenbahnräder haben auch weiterhin innerhalb der Firma große Verbesserungen erfahren; besonders zwei Fortschritte sind hier zu erwähnen. Die Formgußräder-Fabrikation wurde durch Erwerbung des Stahlwerkes zu Annen 1886 sehr wesentlich erweitert, und in der neuesten Zeit gelang es, die Wickelräder durch flußeiserne Scheibenräder, bei denen mittels eines eigenartigen Walzverfahrens das ganze Rad: Nabe, Scheibe und Kranz, aus einem Stück gearbeitet wird, zu ersetzen. Es ist bemerkenswert, daß Alfred Krupp schon vor 50 Jahren auch diesen Weg der Herstellung gewalzter Schienenräder in technischer Beziehung mit Erfolg versucht hat.

In den 60er Jahren brach für die Schienen die Zeit des Stahles an. Die epochemachende Erfindung Bessemers hatte die Möglichkeit hierzu geboten. Krupp war der erste, der in Deutschland 1862 das Bessemer-Verfahren einführte, und wenige Jahre darauf schon begann er Stahlschienen herzustellen.

So sehen wir, wie auf dem Gebiete des Verkehrs Krupp mit seinem Material bahnbrechend vorwärts ging.

Seine so ungewöhnlich starke Initiative aber war auch mit diesen Erfolgen noch nicht zufrieden. »Ein Geschäft, in dem ich arbeiten soll, könnte nicht leicht ausgedehnt genug

sein; in einem kleinen würde ich mich nicht heimisch fühlen.« An diese seine Worte muß man denken, wenn man sieht, mit welcher sich immer gleich bleibenden, ja fast könnte man sagen von Jahr zu Jahr sich steigernden Tatkraft dieser Mann jetzt daran ging, das Größte zu vollbringen, was ihm zu tun noch beschieden war. Wir haben nunmehr zu sehen, wie aus dem Gußstahlfabrikanten Alfred Krupp der Kanonenkönig wurde.

Schon im Jahre 1836 hatte sich Krupp mit der Aufgabe beschäftigt, Gewehrläufe aus Gußstahl herzustellen. Am 1. März 1844 hat er dem Preußischen Kriegsministerium zwei Gußstahl-Gewehrläufe, die er nahtlos über einen Dorn geschmiedet hatte, eingesandt und gleichzeitig angeboten, auch ein Geschützrohr aus Gußstahl einzusenden. Das Ministerium schrieb, daß die vorhandenen Gewehrläufe zurzeit allen billigen Anforderungen entsprächen, daß man aber gern ein Geschützrohr aus Gußstahl versuchen würde. 1847 konnte ein Dreipfünder-Rohr von 6,5 cm Seelenweite nach Berlin abgesandt werden. Die Prüfung dieses ersten Kanonenrohres, das aus einem gußeisernen Mantel mit eingesetztem gußstählernem Seelenrohr bestand, war im Juni 1849 abgeschlossen. Das Urteil war für die Güte des Materiales außerordentlich günstig. Man zweifelte aber daran, daß es möglich sein werde, es einzuführen, weil der Preis zu hoch sei. Die Tatsache, daß der Gußstahl allen andern Materialien, die im Geschützrohrbau bisher Verwendung gefunden hatten, weit überlegen war, bot Krupp die Veranlassung, nunmehr mit seiner ganzen Energie dieses neue Arbeitsgebiet zu entwickeln. 1851 konnte man auf der Ausstellung in London ein glänzend ausgeführtes 6 pfündiges Feldgeschütz bewundern, das Krupp später dem König von Preußen schenkte, der es 1852 dem Zeughaus in Berlin überwies. Der damalige Prinz von Preußen hatte dieses Geschütz bereits in der Artilleriewerkstätte zu Deutz gesehen und die Arbeit so bewundert, daß er zu seiner Begleitung äußerte: »Dieses Genie, den Herrn Krupp, muß ich kennen lernen«. Am 16. Juli 1853 hat der spätere erste Deutsche Kaiser die Gußstahlfabrik zu Essen zum erstenmal besucht.

1854 gelang es, das ganze Geschützrohr mit den Schildzapfen aus einem Block zu schmieden. Ueberall wurde man auf diesen neuen wichtigen Abschnitt in der Entwicklung des Geschützwesens aufmerksam. Die französische Regierung forderte Krupp auf, eine Gußstahlfabrik in Frankreich anzulegen. Krupp lehnte aber diese Vorschläge ab. Auch in Rußland versuchte und bewunderte man die neuen Geschützrohre und wünschte das Material bei der eigenen Artillerie einzuführen. Aus Aegypten aber sollten die ersten größeren Bestellungen kommen. 1856/59 wurden von dort aus 24 12-Pfünder und 12 24-Pfünder in Auftrag gegeben. Die preußische Regierung bestellte 1855 zwei Gußstahlblöcke zu Sechspfünder-Rohren, die man in der Geschützgießerei in Spandau bearbeiten wollte. Auch hier sprachen eingehende Versuche wieder überzeugend für die unübertreffliche Güte des Materiales. Der Gußstahl könne durch kein andres Material ersetzt werden, das war etwa das Ergebnis der Beurteilung. 1859 befahl deshalb der König, die gezogenen 6-Pfünder aus Gußstahl endgültig einzuführen. Krupp sollte zunächst 300 Rohrblöcke liefern, die bereits vorgebohrt und vorgedreht sein sollten. Er hatte aber noch nicht die Werkstätten hierfür zur Verfügung, und so wurden nur 23 Stück in dem gewünschtem Zustande, der Rest als vorgeschmiedete Blöcke abgeliefert, die man dann in Spandau und in Berlin bei Freund und Wöhlert bearbeitete. Auch das Ausland, besonders Belgien und Rußland, begann jetzt Geschützrohre zu bestellen. Es war aber auch die höchste Zeit, daß sich der Erfolg einstellte; dachte doch Krupp 1859 bereits daran, unter Umständen die ganze Fabrikation einzustellen, die ihm, wie die Verhältnisse damals lagen, wohl viel Ehre und Anerkennung, aber keine materiellen Erfolge eintrug. Damals hatte er seinen Berliner Vertreter angewiesen, im preußischen Kriegsministerium sich keineswegs um Aufträge zu bewerben. Er solle vielmehr darauf hinweisen, daß, wenn nicht sehr lohnende Aufträge kämen — und er verstünde darunter, daß im Jahr etwa 1000 Geschütze hergestellt würden, dann würde es nicht möglich sein, die Geschützfabrikation durchzuführen. Ferner sollte er die Erklärung abgeben, daß Krupp für Frankreich Lieferungen nicht mehr übernehmen werde, seitdem die Möglichkeit vorhanden sei, daß die Mündungen seiner Geschütze sich einmal gegen Preußen richten könnten.

Die Zeit des Zweifelns, ob man die Fabrikation aufrecht erhalten solle, ging bald vorüber. Krupp warf sich mit Feuereifer auf die konstruktive Entwicklung und schuf neue große Fabrikanlagen, um auch hier wieder den Schritt vom Rohfabrikat zum Fertigfabrikat vornehmen zu können. Rechtzeitig hatte er verstanden, sich für dieses neue Arbeitsgebiet die richtigen Mitarbeiter zu gewinnen. Zunächst arbeiteten die von Alfred Krupp sehr hoch geschätzten Ingenieure Otto Baier und Oscar Richter von 1857 bezw. von 1860 an in der Gußstahlfabrik. Am 1. Juli 1864 trat dann W. Groß, der sich damals als Feuerwerker bei der Artillerieprüfungskommission in Berlin wertvolle Erfahrungen auf dem Gebiet des Geschützwesens erworben hatte, in Kruppsche Dienste. Er ist als der geistige Urheber der wesentlichsten Fortschritte im Geschützbau der Kruppschen Fabrik anzusehen. Von diesen drei Männern hatte Krupp einst gesagt: »Mit den dreien erobert man die ganze Welt«. Er hat auch damit Recht behalten.

Krupp ging jetzt daran, die Konstruktion der ganzen Geschütze selbständig durchzuarbeiten. Ein eigenes Geschützsystem mußte geschaffen werden. Die Aufnahme der Geschützfabrikation durch einen Privatmann erregte damals großes Aufsehen, man konnte sich lange nicht daran gewöhnen, ebensowenig wie man es später verstand, daß sich Krupp unabhängig vom Staate einen eigenen großen Artillerie-Schießplatz anlegen könne. Bald stellten sich auch neue Aufgaben ein. Der Bau von Lafetten und die Herstellung von Munition mußten aufgenommen werden. Der Tätigkeitsbereich der Kruppschen Werke erweiterte sich ins Ungeheure. Wie sehr Krupp sich auch an der konstruktiven Teilarbeit beteiligte, davon legt heute noch eine ganze Anzahl von ihm gefertigter Skizzenblätter Zeugnis ab, aus denen man ersehen kann, wieviel eigene neue Ideen, die sich erst in unserer Zeit haben durchführen lassen, ihn damals schon beschäftigten. Auf der Londoner Ausstellung 1862 konnte er bereits verschiedene Gußstahl-Hinterladekanonen von 9,52 bis 22,86 cm Kaliber vorführen. Das schwerste Rohr wog 9 t. Das große Aufsehen, das diese Geschütze überall hervorriefen, trug Krupp viele Bestellungen ein. Immer mehr sah man ein, daß der Gußstahl das gegebene Material für Geschütze sei. Der Sieg des Materials war jetzt auf der ganzen Linie entschieden, besonders nachdem sich in dem großen Ringen zwischen Deutschland und Frankreich 1870/71 die Kruppschen Geschütze so ausgezeichnet bewährt hatten.

1865 beginnt ein neuer interessanter Abschnitt in der konstruktiven Entwicklung des Geschützrohres. Russische Abnahmeoffiziere hatten Krupp die Anregung gegeben, statt des massiven Gußstahlrohres Ringrohre einzuführen. Damals erfuhr die Panzerung der Linienschiffe in den großen Marinen die ersten wesentlichen Fortschritte. Der Kampf zwischen Panzer und Geschütz nahm verschärfte Formen an, und es wurde unbedingt notwendig, die Leistung der Geschütze zu erhöhen. Das war durch die Ringrohre zu erreichen. Es wurde damals die Seele der Vollrohre aus einem geschmiedeten Gußstahlblock ausgebohrt, und dann wurden auf dieses Seelenrohr Ringe in erwärmtem Zustande aufgeschrumpft. Ferner wurden die Verschlüsse und alle andern Einzelteile weiter entwickelt. Eine riesenhafte Konstruktionsarbeit ist hier in wenigen Jahren geleistet worden. Die Kruppschen Ringkanonen fanden zunächst bei der russischen Regierung große Anerkennung, die 1868 eine große Zahl von 24 cm-Kanonen bestellte. 1869 konnte Krupp bereits für die Panzerflotte des Norddeutschen Bundes die ersten Ringrohre liefern, die 1868 alle Versuche im Vergleich mit den Armstrongschen Geschützen siegreich bestanden hatten. Krupp begann damals auch Stahlgranaten herzustellen. Die eingehenden Versuche hiermit, die am 4. August 1868 in Tegel stattfanden, übertrafen in ihren Ergebnissen selbst die höchstbochgespannten Erwartungen. »Der Jubel war unbeschreiblich groß«, erzählte ein Teilnehmer an den Versuchen später. »Ich habe unter Männern von Fach solche Freude, solchen Jubel noch nicht

gesehen.« Nachdem die Kruppschen Geschützrohre in der deutschen Marine eingeführt waren, mußte sich Krupp auch mit dem Lafettenbau für die Küsten- und Schiffsartillerie beschäftigen. Mit Unterstützung der Marinebehörde gelangte man bald zu eigenen Konstruktionen, die Krupp eine erste Stellung auch auf diesem Gebiet verschafften.

Auf der Grundlage, die Alfred Krupp gelegt hatte, arbeitete sein Sohn und Nachfolger weiter. Von 1887 an wird die Entwicklung besonders durch den Ausbau des Schnellfeuergeschützes gekennzeichnet. Die vorhandenen Konstruktionen wurden vereinfacht, verbessert und ihre Leistungsfähigkeit erhöht. Den Rohrrücklauf mit selbsttätigem Vorlauf, wie man ihn bei den Schiffsgeschützen durchgebildet hatte, mußte man nun auch auf die fahrbaren Geschütze der Belagerungs- und Festungs-, der Feld- und Gebirgsartillerie übertragen. Neue große Aufgaben wurden hierdurch den Konstrukteuren gestellt. Auch die Einzelleistungen bei den verschiedenen Geschützarten stiegen außerordentlich. Beim Vergleich dieser Leistungsfähigkeiten finden wir, wenn wir sie auf gleiche Abmessungen und Rohrgewichte beziehen, Steigerungen, die bis auf das 12fache gehen. Ganz Außerordentliches ist hier in verhältnismäßig kurzer Zeit geleistet worden. Bei den Panzergeschützen suchte man, das Durchschlagvermögen der Geschosse zu vergrößern. Bei Feldgeschützen erstrebte man eine gestrecktere Flugbahn, bei den Belagerungs- und Festungsgeschützen suchte man, größere Schußweiten zu erreichen. Gleiche Ziele stellte man sich für die andern Abteilungen des Geschützwesens. Dabei mußten die modernen Geschütze als Schnellfeuergeschütze entwickelt werden. Es ist selbstverständlich, daß an solchen großen Veränderungen alle Teile des ganzen Geschützes beteiligt waren. Neue Verschlüsse waren zu erfinden und durchzukonstruieren, die Lafetten mußten neu gebaut werden, die Richtmittel und vor allem auch die Geschosse mit ihren Zündern erfuhren sehr wesentliche Verbesserungen. Besondern Einfluß gewannen auf die Entwicklung des Geschützes die großen Fortschritte in der Pulverfabrikation. Zunächst glaubte man hier und da, die neuen Sprengladungen der Granaten würden dem Gußstahl gefährlich werden. Die Ansicht tauchte auf, daß hierfür jetzt wieder Bronzerohre besser seien. Bei Krupp aber wurden sofort mit neuen Stahllegierungen eingehende Versuche angestellt. Es zeigte sich, daß eine Nickelstahllegierung allen Anforderungen am besten entsprach. Aus einem Spezialstahl solcher Art werden heute bei Krupp alle Geschützrohre gefertigt.

1889 zog auch das rauchlose Pulver bei Krupp ein. Am 13. Juli 1889 erschien Nobel persönlich bei Krupp und brachte Pulverproben mit, die sofort mit dem besten Erfolge versucht wurden. Etwa 20 verschiedene Sorten dieses rauchlosen Pulvers werden heute bei Krupp benutzt. Das rauchlose Pulver bot die Möglichkeit, die Feuergeschwindigkeit zu erhöhen. Auch nach dieser Richtung hin wurden große Erfolge erzielt, besonders, da auch gleichzeitig die Kartuschhülsentechnik durch Lorenz in Karlsruhe und Arthur Krupp in Berndorf große Fortschritte erfahren hatte. Unter Berücksichtigung aller Erfahrungen entstand dann das Kruppsche Feldgeschütz vom Jahre 1902, ein Rohrrücklaufgeschütz. Aber auch dabei blieb die Entwicklung nicht stehen. Neue Fortschritte auf andern Gebieten der Technik stellten immer wieder neue Aufgaben. Die Luftfahrten des Grafen Zeppelin 1906 waren die Ursache zum Bau von Ballonkanonen, die man zur Abwehr von Luftfahrzeugen nötig hat.

Ebenso wesentlich waren die Verbesserungen des Geschosses. Die Panzergranaten erhielten größere Stoßfestigkeit, und ihre Durchschlagfähigkeit wurde durch eine Kappe aus weichem zähen Stahl, die auf der Spitze angebracht wurde, wesentlich erhöht.

Infolge aller dieser technischen Verbesserungen wurde der Absatz ständig gesteigert. Bis heute hat Krupp, wenn man vom Deutschen Reich und den deutschen Einzelstaaten absieht, an nicht weniger als 52 verschiedene Staaten, davon 23 in Europa, Geschütze geliefert. Bis Ende 1911 haben diese Staaten 27300 Geschütze erhalten. Das Deutsche Reich hat 26300 Geschütze in Auftrag gegeben. Nicht weniger als 53600 Geschütze sind demnach im Laufe eines halben Jahrhunderts von der Firma geliefert worden. Der Stückzahl nach ist das Jahr 1898 mit einer Bestellung von 3177 Geschützrohren allen andern voraus gewesen.

Der größte Feind des Geschützes ist der Panzer. Der Kampf zwischen Geschütz und Panzer gehört zu den interessantesten Kapiteln aus der an Fortschritten auf allen Gebieten so reichen Geschichte der Technik. Wir wissen, in welch großem Umfange die Firma Krupp auch an der Entwicklung des Panzers beteiligt ist. Auch hier reichen die Anfänge in die Zeit Alfred Krupps zurück. Diese Fabrikation aber in großem Maßstabe durchgeführt zu haben, ist das Verdienst seines Sohnes. Alfred Krupp hat 1860 den Entschluß gefaßt, ein neues großes Plattenwalzwerk für Gußstahlbleche bis zu 12 Fuß Breite zu bauen. Auch Schiffspanzerplatten wollte er damals schon herstellen. 1864 kam dieses Walzwerk, das von einer 1000pferdigen Dampfmaschine, eine gewaltige Leistung für die damalige Zeit, angetrieben wurde, in Betrieb. Blöcke und Platten bis zu 200 mm Dicke konnte es herstellen. Um Versuche durchzuführen, wurden zunächst Panzerplatten aus Gußstahl geschmiedet. Die Versuche, die 1863 stattfanden, hatten nicht die gewünschten Ergebnisse. Als man dann 1865 Krupp ersuchte, die preußischen Kriegschiffe mit Bessemerstahl als Bau- und Panzermaterial auszurüsten, lehnte er es unter Hinweis auf seine schlechten Erfahrungen ab. Er riet dazu, englisches oder französisches Material zu verwenden. In Deutschland sei man noch nicht so weit. »Wenn ich«, schrieb er, »später imstande sein werde, Besseres zu liefern, so werde ich mich melden. Der Fortschritt geht ruhig weiter, und das zu erstrebende Ziel erfordert Zeit«. 1867 wurden die Versuche mit Panzerplatten wieder aufgenommen, aber auch da wieder erfolglos. Auch in der letzten Zeit seines Lebens hat sich Alfred Krupp von neuem eingehend mit der Panzerplattenfabrikation beschäftigt. Es wurden damals sogenannte Compoundplatten hergestellt. Anfangs der 90er Jahre wandte sich das Reichsmarineamt wiederholt mit dem Wunsche an die Firma, sie möchte die Panzerplattenfabrikation im Großen aufnehmen. Bis dahin hatte in erster Linie nur die Dillinger Hütte Panzerplatten liefern können. Friedrich Alfred Krupp entschloß sich jetzt, Einrichtungen im Großen zu schaffen. 1891 schon kam das Panzerplattenwalzwerk in Betrieb. Man stellte jetzt auch Versuche mit Nickelstahl an. Als man 1892 mit einer 400 mm starken Nickelstahlplatte überaus günstige Ergebnisse erzielte, hörte man auf, Compoundplatten zu bauen. Damit mußte die ganze Panzerfabrikation völlig umgestaltet werden. Für die großen Nickelplatten führte man die Oelhärtung ein. Da aber auch die hierbei erzielte Härte immer noch nicht genügte, so mußten weitere Versuche folgen. Schließlich hatte man den gewünschten Härtegrad erreicht, aber nun wollte auch kein Werkzeug mehr die Platte angreifen. Große Schmirgelschleifmaschinen mußten aufgestellt werden. Heute verfügt das Werk über 2 große Walzwerke, 3 Biegepressen, 24 Zementier-, Glüh- und Härtöfen, 5 Härtanlagen und 86 Bearbeitungsmaschinen.

Die Panzer müssen sich den sehr verwickelten Formen des Schiffes anpassen. Die Platten zu biegen war oft außerordentlich schwer. Man kam deshalb darauf, besonders schwierige Formen nach Art des Stahlformgusses herzustellen. Auch diesen Gedanken hatte schon Alfred Krupp 1877, wenn auch damals noch ohne Erfolg, in die Wirklichkeit überzuführen versucht. Im Winter 1901/02 endlich kam man zu brauchbaren Ergebnissen, und auf der Düsseldorfer Ausstellung 1902 konnten die ersten derartig hergestellten Panzerteile gezeigt werden.

Mit dem Ausbau der Panzerfabrikation steht der Ankauf des Grusonwerkes in Magdeburg, das sich in der Anfertigung von Panzern für Landbefestigung einen großen Ruf erworben hatte, in Zusammenhang. Am 1. Mai 1893 übernahm die Firma Krupp das Grusonwerk und baute es weiter aus. Im Jahre 1910/11 war die Zahl der Angehörigen des Grusonwerkes von 2800, die es bei der Uebernahme zählte, auf 4580 gestiegen. Nachdem am 1. Oktober 1896 die Firma Krupp auch den Betrieb der Germaniawerft übernommen hatte, konnte sie nach dem Ausbau dieser Werft nunmehr die gewaltigen Kriegschiffe vom Kiel bis zum Flaggenknopf in eigenen Betrieben herstellen. Es sei hier im Anschluß

daran schon erwähnt, daß in Kiel in der Germaniawerft auch der Kraftmaschinenbau durch Aufnahme des Baues von Dampfturbinen und Dieselmaschinen sehr wesentlich entwickelt worden ist. Ferner sei erwähnt, daß hier 1902 auch der erste Versuch mit Unterseebooten gemacht wurde, der dann zur weiteren Entwicklung dieser neuesten Waffe unserer Marine geführt hat.

Diesen großen Fortschritten auf dem Gebiete des Friedens- und Kriegsmaterials mußte naturgemäß die Ausdehnung und die äußere und innere Einrichtung der Betriebe entsprechen. Die Rohstoffmengen, die Jahr für Jahr innerhalb der Kruppschen Werke verbraucht wurden, stiegen immer mehr. Alfred Krupps Bestreben war deshalb darauf gerichtet, sich auch hier in steigendem Maße auf eigene Füße zu stellen. Der Kohlenverbrauch der Gußstahlfabrik war von 1868 bis 1872 allein von 300000 auf 530000 t gestiegen. Das veranlaßte Krupp, neue Zechen zu erwerben. 1911 wurden rd. 1,4 Mill. t Kohle verbraucht. Gleichzeitig fing Krupp auch an, eigene Eisensteingruben zu erwerben. Schon 1874 konnte er auf seinen eigenen Gruben 177000 t Eisenerz gewinnen. Besonders bedeutsam wurden die mit andern Firmen gemeinsam erworbenen spanischen Erzfelder, die allerdings zunächst große Geldmittel verschlangen. Der Hafen von Bilbao mußte ausgebaut werden, Eisenbahnen mußten geschaffen werden. 1875 trafen die ersten kleinen Erzmengen in Essen ein. 1887/88 bezog die Gußstahlfabrik bereits 178000 t Erz aus diesen Gruben. Als Alfred Krupp starb, hatte die Gußstahlfabrik allein aus diesen Gruben rd. 1,2 Mill. t Erze in Essen weiter verarbeitet. Den eigenen heimischen Gruben wurden 1887 fast 500000 t Erze entnommen. Auch eigene Seedampfer wurden nunmehr für die Verschiffung der spanischen Erze in Betrieb genommen. Aber auch diese Erzmengen langten nicht, als man das Hüttenwerk in Rheinhausen in Betrieb genommen hatte. Neue Erze mußten herangezogen werden. Sie kamen aus Elba, aus der Türkei, aus Afrika, aus dem Kaukasus, aus Indien, aus Brasilien, ja sogar aus Japan. 1889 erwarb die Firma große Gruben im lothringischen Erzrevier, die seit 1900 erschlossen wurden. Besondere Bedeutung erlangten nach Aufnahme des Thomasprozesses diese Erze. Insgesamt wurden 1911 rd. 2,32 Mill. t Erz verarbeitet. Auch der Kohlenbedarf wurde immer größer. Neue Zechen mußten erworben werden. 1910/11 konnten die Zechen der Firma Krupp allein bereits über 2,9 Mill. t liefern.

Der Eisenbedarf der Werke stieg so gewaltig, daß auch immer wieder neue Hochöfen in Betrieb genommen werden mußten. Alfred Krupp hatte sogar daran gedacht, mitten in den Erzfeldern Spaniens eine riesige Hochofenanlage entstehen zu lassen. Schließlich aber kam er von diesem Plan wieder ab und erwarb 1872 die damals recht bedeutende Johannishütte bei Duisburg. In der Herstellung von Roheisen bedeutete nachher die Anlage in Rheinhausen einen großen Fortschritt für die Firma. 1895 gelang es, auf dem linken Rheinufer bei Rheinhausen einen größeren Grundbesitz zu erwerben. Ein großes Hütten- und Stahlwerk mit einer vorläufigen Leistung von 500000 t Roheisen wurde geplant. Noch unter dem Vorsitz Friedrich Alfred Krupps wurde 1902 der allgemeine Plan für die Neuanlage festgelegt. Im Juli 1904 konnte der erste Hochofen in Betrieb genommen werden. Gleichzeitig bekam das Hüttenwerk Rheinhausen den Namen Friedrich Alfred-Hütte. Die Anlagen auf diesem Werk gehören heute zu den modernsten. Der Grundgedanke, die Produktion vom Rohstoff bis zum Fertigfabrikat möglichst ohne Umschmelzen und ohne Wiedererwärmung der Zwischenerzeugnisse durchzuführen, ist hier in vollendeter Weise zur Wirklichkeit geworden. Die Leistungsfähigkeit des Werkes ist auf eine Jahreserzeugung von 1,2 Mill. t Roheisen gestiegen. Im ganzen arbeiten heute im Betrieb der Firma 16 Hochöfen mit einer Gesamtleistung von fast 4000 t in 24 Stunden.

Fig. 5.

Im Panzerplattenwalzwerk, erbaut im Jahre 1890/91.

Die Kokereien der Firma umfassen 580 Koksöfen mit einer Leistung von 3180 t in 24 Stunden. Im Jahre 1911 sind rd. 947000 t Koks hergestellt worden.

Nicht minder Bedeutsames ist von der Entwicklung der metallurgischen Betriebe zu berichten. Den Tiegelstahl hatte man lange Zeit ausschließlich mittels des Zementierprozesses hergestellt. Der Betrieb war teuer und zeitraubend. Seit 1849 wurde die Aufgabe, billigeren Stahl zu erzeugen, immer dringender. Es begann sich der Puddelstahl einzuführen. 1855 konnte Krupp bereits das erste eigene Puddel-

werk mit 4 Oefen in Essen in Betrieb nehmen. Die alten Praktiker der Gußstahlfabrik brachten allerdings dem neuen Verfahren noch tiefes Mißtrauen entgegen. Die Puddelstahlfabrikation breitete sich weiter aus, bald konnte man auch solchen Stahl verkaufen. Neue Puddelwerke mußten eingerichtet werden. Bis in die neueste Zeit hat der Puddelstahl als Einsatzmaterial für die Tiegelstahlbereitung große Bedeutung gehabt. Die letzten Puddelöfen der Gußstahlfabrik sind erst 1910 verschwunden. Die Tiegelstahlfabrikation wurde planmäßig weiter ausgebildet. Zunächst kam es darauf an, den Guß aus vielen Tiegeln zu üben. 1851 konnte zum erstenmal aus 31 Tiegeln gegossen werden. 1872 konnte man schon aus 1600 Tiegeln gießen.

1855 wurde Krupp durch seinen englischen Vertreter auf die ersten Erfolge Bessemers aufmerksam gemacht. Er erkannte die weittragende Bedeutung dieser staunenswerten Erfindung und suchte sich sofort das Verfahren für Deutschland zu sichern. Es dauerte allerdings noch einige Zeit bis zur Durchführung. 1860 sandte Krupp zwei seiner Ingenieure nach England mit dem Auftrage, das neue Verfahren genau zu studieren. Unter strengster Geheimhaltung entstand dann 1861 in der Gußstahlfabrik das erste Bessemerwerk Deutschlands. Um Neugierige irre zu führen, erhielt es die Bezeichnung »Räderwalzwerk«. Zunächst standen zwei gußeiserne Birnen mit einem Einsatz von 2 t Roheisen zur Verfügung. Ostern 1862 begannen sie zu arbeiten. Sofort wurden auch zwei größere Birnen für je 5 t in Auftrag gegeben. Die Versuche, Bessemerstahl überall als Ersatz des kostspieligen Tiegelstahles zu verwenden, scheiterten allerdings. Krupp sah ein, daß der neue Stahl seinen Haupterzeugnissen nie würde Abbruch tun können. Aber andre Absatzgebiete von großer Bedeutung eröffneten sich dem neuen Stahl. In erster Linie standen hier die Eisenbahnschienen. Schon im Oktober 1862 machte Krupp seine ersten Versuche, Flußstahlschienen zu walzen. Das neue Erzeugnis auf den Markt zu bringen, war zunächst sehr schwierig; bei den ersten Aufträgen mußte Krupp eine 10jährige Garantie eingehen.

Im April 1864 gelang es den Brüdern Martin, im Herdofen den ersten brauchbaren Flußstahl fabrikmäßig herzustellen. Damit wurde ein neuer Abschnitt in der Entwicklung der Stahlindustrie eingeleitet. Auf der Pariser Weltausstellung 1867 trat das Martinverfahren vor die große Oeffentlichkeit. Nicht minder bedeutsam wurde für die hüttenmännischen Arbeiten die Siemenssche Regenerativheizung, der Krupp von Anfang an das größte Interesse entgegenbrachte. 1863 trat er mit Friedrich Siemens in Verbindung. Die großen technischen Leistungen der Brüder Siemens erregten seine Bewunderung. Unbegrenztes Vertrauen brachte er ihnen entgegen. »Wenn Siemens etwas verspricht, so ist er der Mann dafür.« Schon 1864 wurden auf der Gußstahlfabrik die ersten Versuche mit der Regenerativgasfeuerung gemacht, und 1869 konnte der erste Siemens-Martin-Ofen in Betrieb gesetzt werden. 1871 begann bereits das erste Martinwerk mit 12 Oefen zu arbeiten. Auch hier wurde der Neubau wieder streng geheim gehalten und als Probierhaus »H« bezeichnet. Die ersten Oefen faßten damals 4 t. Heute schmilzt man 25 bis 45 t Stahl in einem Martinofen. Die Erzeugung, die im ersten Betriebsjahr 9000 t betragen hatte, stieg 1874/75 auf 19500 t. Das Material entsprach allen berechtigten Anforderungen. Nur für die höchsten Leistungen konnte es den Tiegelstahl nicht verdrängen.

Auch die Eisengießerei hat an der großen Entwicklung der Werke teilgenommen. Die erste Eisengießerei wurde 1854 in bescheidenem Umfange auf der Gußstahlfabrik errichtet. 1859 konnte sie schon für den Hammer Fritz Güsse von 2500 Zentnern herstellen.

Heute umfassen die metallurgischen Betriebe der Firma 11 Birnen mit 157,5 t Gesamtinhalt, ferner 55 Martinöfen mit einer Gesamtfassung von 1340 t; dazu kommen dann noch 24 Tiegelöfen für Stahlfabrikation mit einer Gesamtfassung von 1920 t, 30 Tiegelöfen für Bronze und Messingguß mit über 11 t Gesamtfassung, 12 Tiegelöfen für Temperguß, ferner 37 Kuppelöfen. Als neueste Entwicklungsstufe sind 3 elektrische Schmelzöfen mit 32 t Gesamtfassung anzusehen. Ferner werden noch 5 Flammöfen, 359 Wärmöfen, 234 Glühöfen und 31 Brennöfen gezählt.

Während Alfred Krupp und seine ersten Mitarbeiter nur auf dem Boden praktischer Erfahrung weiter arbeiteten, begann man mit dem Größerwerden des Werkes, planmäßig die wissenschaftliche Forschung mit ihren Ergebnissen für die Fabrikation auszunutzen. Schon Alfred Krupp hatte 1862 durch Erwerbung der ersten Festigkeitsprüfmaschine den Grundstein hierzu gelegt. Vor allem aber ist es seinem Sohne, der die Bedeutung der Wissenschaft für die Entwicklung der Technik sehr hoch einschätzte, zu verdanken, daß die ersten großen Laboratorien innerhalb der Firma gegründet wurden. 1909 erhielten sie ein großes eigenes Gebäude,

Fig. 6. Ein Guß im Schmelzbau.

das heute die chemisch-physikalische Versuchsanstalt umfaßt. Während 1889 erst 12000 Analysen fertiggestellt wurden, war diese Zahl 1911 bereits auf rd. 500000 gewachsen. 1901 wurde auch für das Materialprüfungswesen ein eigener Bau errichtet, in dem 1911 über 108000 Festigkeitsproben durchgeführt wurden. Bemerkenswert ist, daß in der Kruppschen Versuchsanstalt schon 1883 die mikroskopische Untersuchung von Stahlschliffen benutzt wurde.

Nicht minder interessant ist die bauliche Entwicklung der Werke. Nur weniges erinnert noch an die ersten bescheidenen Anfänge. In erster Linie gehört hierher das alte Stammhaus, das für alle Zeiten erhalten werden soll. In den Jahrzehnten der riesigen Aufwärtsentwicklung der Werke ging kein Jahr ohne große Neubauten vorüber. Neben den Anlagen zur Stahlerzeugung mußten immer neue Werkstätten für die Bearbeitung errichtet werden. Alfred Krupp hat auch diese Bauten seinerzeit fast stets unter seiner eigenen Leitung herstellen lassen. Einen Architekten brauchte er noch nicht; auch auf vorhergehende Entwürfe legte er wenig Wert. Ein alter Obermeister schilderte, wie Alfred Krupp in den 50er Jahren bei Neubauten verfuhr. Er schritt selbst eine gewisse Strecke ab, dann sah er sich um, und wenn ihm der Weg noch nicht groß genug erschien, ging er weiter und sagte: »So, hier mal ausgehoben«. Der Bauplan war schnell fertig. Gewöhnlich wurden ein Zimmer- und ein Maurermeister herbeigeholt und auf dem Erdboden selbst mit ein paar Strichen der Grundriß entworfen. Krupp wünschte auch, daß mit der größten Einfachheit gebaut werde. »Das größte Verdienst für den Konstrukteur ist Einfachheit, Billigkeit mit Solidität verbunden. Werkstätten und Schuppen luxuriös zu bauen, ist Großtuerei vor der Welt, die mit dem Herzblut des Geldbeutels bezahlt wird und so viele Anlagen schon im Keime ruiniert hat«.

Unter den modernen Bauten, die in den letzten 10 Jahren entstanden sind, ragen besonders die riesigen mechanischen Werkstätten hervor. Hierhin gehört die 1900/01 erbaute achte mechanische Werkstätte, die, 104 m lang und 22 m hoch, in Eisenkonstruktion mit Ziegelverblendung ausgeführt ist; dreischiffig, hat sie eine benutzte Fläche von 9000 qm. Noch gewaltiger in ihren Abmessungen ist die neuerbaute neunte mechanische Werkstätte. Aus Eisen und Glas hergestellt, bildet sie, in ihren riesigen Maßen einem gewaltigen Kristallpallast vergleichbar, ein neues Wahrzeichen der Kruppschen Gußstahlfabrik.

Wer diese Riesenarbeitsräume heute durchwandert, sieht, wie die innere Einrichtung mit der äußeren Ausdehnung der Werke Schritt gehalten hat. Man kann sich innerhalb der Kruppschen Werke deutlich bewußt werden, welche Umwandlungen innerhalb des gesamten Maschinenbaues in wenigen Jahrzehnten vor sich gegangen sind. Sehen wir uns zunächst die Kraftmaschinenbetriebe an, von denen aus alle die Arbeitsmaschinen erst Kraft und Bewegung erhalten. Wir haben gesehen, wie Alfred Krupp viele Jahre lang unter der völligen Unzuverlässigkeit seines Wasserbetriebes in der Walkmühle gelitten hat, wie es für ihn eine zwingende Notwendigkeit geworden war, sich eine 20 pferdige Dampfmaschine anzuschaffen. Schritt für Schritt hat er noch selbst die Kraftbetriebe weiter ausbauen können. Aus dieser einen Dampfmaschine des Jahres 1835 sind bis zum 1. Januar 1912 310 Betriebsmaschinen mit über 18000 PS Leistung geworden. Dabei haben neben den Kolbendampfmaschinen auch die Dampfturbinen und die Verbrennungskraftmaschinen Bedeutung gewonnen. Einen besondern Einfluß mußte die elektrische Kraftübertragung auch für die Kruppschen Werke gewinnen. Wenn wir sehen, daß heute 103 Dynamomaschinen mit einer Leistung von fast 60000 PS tätig sind, daß ferner 5087 Elektromotoren mit zusammen über 107000 PS in den Werken arbeiten, so erkennen wir daraus, in welch großem Umfange der elektrische Strom Eingang in die Werke gefunden hat. Weitere große Kraftmaschinen sind zum Antrieb der Walzenzugmaschinen, der Förder- und Pumpmaschinen, der Kompressoren und Gebläse sowie der Wettermaschinen der Gruben notwendig.

Nicht minder interessant läßt sich auch die Entwicklung auf dem Gebiete der eigentlichen Werkzeugmaschinen zahlenmäßig belegen. Auch hier haben wir gesehen, wie Alfred Krupp zuerst mit den denkbar bescheidensten Mitteln unter vorwiegender Benutzung von Holz als Baustoff sich seine

Fig. 7. Die erste mechanische Werkstatt, erbaut im Jahre 1863.

ersten Drehbänke und Schleifmaschinen, seine ersten Hämmer herstellen mußte. Einen Höhepunkt erreichte er in der Konstruktion des Riesendampfhammers Fritz. Die Zahl der Hämmer stieg dann von 1857 bis 1868 von 10 auf 50 Stück. Das Fallgewicht verzehnfachte sich. 1875 waren schon 79 Dampfhämmer mit 206 t Bärgewicht im Betrieb. Heute zählen die Werke 199 Dampfhämmer mit einem Gesamtbärgewicht von über 214 t. Hierzu kommen noch 35 Transmissionshämmer mit zusammen 6,75 t Bärgewicht.

Ein neuer Entwicklungsabschnitt in der Eisenbearbeitung trat durch die Verwendung der hydraulischen Pressen ein. Durch sie wurde schließlich auch der Hammer Fritz überholt. Heute arbeiten auf den Kruppschen Werken allein 100 hydraulische Pressen mit einer Gesamtdruckkraft von 70434 t. Davon sind 20 Schmiedepressen und 19 Biegepressen. Die größte übt eine Druckkraft von 10000 t aus. An Preßluftwerkzeugen sind heute 1875 im Betrieb. Die Bearbeitung vor allem des Kriegsmaterials, in erster Linie die Herstellung der großen Kanonenrohre, der gewaltigen Panzertürme, erfordert Werkzeugmachinen von früher nie gekannter Abmessung und Leistungsfähigkeit, Maschinen, von denen jede einzelne ein Anlagekapital von Hunderttausenden von Mark beansprucht. Im ganzen sind heute innerhalb der Werke der Firma nicht weniger als 11314 Werkzeugmaschinen tätig. Ferner sind noch zu erwähnen die großen Walzwerkanlagen und die Kesselschmiede, die 1909 rd. 16000 t produzierten.

Besonders kennzeichnend für die Entwicklung der modernen Fabrikation ist die zunehmende Benutzung von Transportmitteln der mannigfaltig verschiedensten Art. Auf diesem Gebiet ist die Gußstahlfabrik merkwürdig lange rückständig geblieben. Bis zur Mitte der 50er Jahre gab es nur eine schmalspurige Pferdebahn, die die Kohlen von der Zeche zur Fabrik förderte. Noch bis Mitte der 60er Jahre wurden die Kohlen innerhalb der Fabrik auf Karren befördert, die von Arbeitern oder Pferden gezogen wurden. Um schwere Güsse zu transportieren, brauchte man 1864 oft mehrere hundert Arbeiter. Alfred Krupp wollte Geldmittel für Verkehrseinrichtungen lange Zeit nicht gern hergeben. Er verwies auf die Zeit, »wo ein Gaul alle Transporte der Fabrik gemütlich besorgte«. Als man ihm in den 50er Jahren dringend riet, sich doch wenigstens an die Eisenbahn anschließen zu lassen, soll er erwidert haben: »Nein, da baue ich mir lieber noch eine neue Werkstatt«.

Zu Beginn der 60er Jahre aber waren die Rohstoffmengen schon so angewachsen, daß man 1863 zum Eisenbahnanschluß an die Köln-Mindener Bahn kam. Im Mai 1864 wurde die erste eigene Lokomotive in Betrieb genommen. In den 70er Jahren war schon ein zusammenhängendes Schienennetz in der Fabrik vorhanden, das 1874 38 km Gleislänge hatte, heute 85 km in Normalspur und 60 km in Schmalspur hat. Hierauf arbeiten 19 Normalspur- und 36 Schmalspurlokomotiven. Rund 8 Mill. t sind auf den Normal- und Schmalspurgleisen in Essen zu befördern. Den gesamten Kruppschen Werken stehen 321 km Gleislänge, 106 Lokomotiven und 4452 Wagen zur Verfügung, außerdem noch 7 Dampfer mit 5465 t Gesamttragfähigkeit. Naturgemäß sind heute auch die Werkstätten selbst in sehr großem Umfange mit den mannigfaltig verschiedensten Hebe-, Förder- und Ladevorrichtungen ausgerüstet. Die Statistik der Firma vom 1. Januar 1912 zählt an solchen Vorrichtungen 2075 Stück mit Tragfähigkeiten von 15 bis 150000 kg und einer Gesamttragfähigkeit von 19359 t. Davon arbeiten schon 976 mit elektrischem Antrieb, 51 werden hydraulisch, 18 mit Druckluft und 1030 durch Dampftransmissionen oder von Hand aus betrieben. Von den 2075 Hebevorrichtungen werden 1671 als Werkstattkrane bezeichnet, 172 dienen für die Lagerplätze und für die Verladungen und 165 sind Aufzüge. Ferner sind noch vorhanden: 12 Erzausladebrücken, 22 Schießplatzkrane, 9 Lademaschinen und 18 sonstige Vorrichtungen.

Fig. 8. Die neunte mechanische Werkstatt mit 31000 qm Nutzfläche, erbaut im Jahre 1906/7.

Zu den Verkehrseinrichtungen gehören auch die elektrischen Schwachstromanlagen. Der elektrische Telegraph ist schon bald nach seiner Einführung um die Mitte des vorigen Jahrhunderts zwischen der Wohnung Alfred Krupps und dem Kontor angelegt worden. 1881 arbeitete der erste Fernsprecher. Heute hat das gesamte Telegraphennetz der Firma 124,9 km Länge, und im Jahre 1911 wurden 52272 Depeschen abgegeben und angenommen. Das Fernsprechnetz hat eine Leitungslänge von rd. 1280 km, es arbeitet mit 1431 Anschlüssen, und täglich werden rd. 19000 Gespräche vermittelt.

Natürlich umfaßt das Werk auch eine ganze Anzahl Hülfsbetriebe. Hierzu ist die Wasserversorgung zu rechnen. Die ersten Nachrichten über geregelte Wasserversorgung gehen bis in die 30er Jahre zurück. Nach und nach wurden dann sich stetig erweiternde Anlagen geschaffen, die heute den riesigen Wasserverbrauch des ganzen Werkes zu decken haben. Die Gußstahlfabrik verbraucht heute allein 19 Mill. cbm Wasser im Jahr.

1856 konnte auch die erste Gasanstalt errichtet werden. Sie lieferte 4 Jahre später schon jährlich 100000 cbm Gas. Eine besondere Bedeutung gewann die Einführung des Gasglühlichtes, weil es seitdem möglich wurde, auch Koksofengas für Beleuchtungszwecke heranzuziehen. Der Betrieb der eigenen Gasanstalt konnte immer mehr eingeschränkt und

1911 ganz eingestellt werden. Der Gasverbrauch der Gußstahlfabrik, der im letzten Jahr über 17,6 Mill. cbm betrug, kann heute größtenteils aus den Kokereien der eigenen Zechen gedeckt werden. Ein 140 km langes Hauptrohrnetz verteilt das Gas. Die Nebengasleitungen haben 330 km Länge. Außerdem ist noch eine Fernleitung von 7,5 km vorhanden. 1911 wurden auf allen Werken zusammen rd. 54,6 Mill. cbm Wasser, 4580 Mill. cbm Gas und 107,2 Mill. KW elektrische Energie verbraucht.

Besonders angelegen sein ließ sich Alfred Krupp die Ausbildung der Feuerwehr. Schon in den 30er Jahren wurde ein regelmäßiger Wachtdienst eingerichtet. Das erste Großfeuer, das die Fabrik 1865 heimsuchte, veranlaßte Krupp, eine Berufsfeuerwehr zu gründen. Damals hatten in Deutschland nur die Städte Berlin, Königsberg und Stettin eigene Berufsfeuerwehren. Industrielle Betriebe hatten an die Möglichkeit, sich eigene Feuerwehren zu bilden, noch nicht gedacht. Am 1. Januar 1866 trat die Kruppsche Feuerwehr mit 2 Löschzügen zu je 6 Mann in Tätigkeit. 1873 waren schon 70 Feuerwehrleute vorhanden, denen zugleich der Ordnungsdienst in der Fabrik übertragen wurde. Heute zählt die Feuerwehr 121 Feuermänner, 19 Chargierte und 3 Offiziere. Nur wenige deutsche Großstädte haben größere Berufsfeuerwehren. 1904 konnte auch die erste Dampfautomobilspritze in Betrieb genommen werden. 121 selbsttätige Feuermelder, die in der Fabrik und den Arbeiterkolonien verteilt sind, sichern eine schnelle Ansage.

Die besten Rohstoffe, die vollkommensten Werkzeugmaschinen und die geräumigsten Hallen und Arbeitsplätze allein schaffen keine Qualitätsware. Hinter allem Bewundernswerten, was die Technik hervorbringt, stehen Menschen von Fleisch und Blut, deren Fähigkeiten, deren persönliche Hingabe an die Arbeit, deren Treue und Zuverlässigkeit ausschlaggebende Faktoren für das Gelingen eines jeden Unternehmens sind. Alfred Krupp hat in seinem langen Leben die Wahrheit dieser Tatsache tief erfaßt und darnach gehandelt.

Die sozialen Einrichtungen der Firma Krupp sind heute in der Welt nicht minder berühmt wie ihre Erzeugnisse. Die Bedeutung aller dieser Einrichtungen wächst natürlich mit der Zahl derer, für die sie bestimmt sind. Mit 7 Arbeitern hat Krupp vor 100 Jahren seine Tätigkeit begonnen. Heute zählt die Gußstahlfabrik in Essen allein über 37000 Arbeiter und Beamte, auf allen Kruppschen Werken werden mehr als 70000 Menschen beschäftigt.

Bei der Lohnfrage ging Krupp von dem Grundsatz aus, den er in die Worte faßte: »Die Arbeiter sollen das Maximum bei uns verdienen, was eine Industrie bieten kann, oder wir geben solche Industrie auf, bei der die Leute hungern müssen«. Sein Bestreben war darauf gerichtet, über den Lohn hinaus die Arbeiter zu unterstützen. Die Fabrik war ihm niemals ein Mittel, seine persönlichen Einnahmen zu steigern, er trug seine ganze sittliche Auffassung von dem Wert der Arbeit in seine Schöpfung hinein, er spricht gern von der Fabrik als dem großen Verbande, der in erster Linie der Wohlfahrt aller, die ihm angehören, zu dienen habe. Das Wohl dieser Arbeitsgemeinschaft zu fördern, schien ihm jeder Anstrengung wert. Nach seiner Auffassung sollte der Arbeiter auf mehr als auf den Lohn Anspruch haben; denn er sah, daß auch die hohen Löhne nur zu bald durch das Steigen der Preise für den Lebensunterhalt, namentlich für Miete und Nahrung, aufgezehrt wurden. Damals, 1874, als die Durchschnittslöhne im Zeitraum von 10 Jahren von 2,37 *M* auf 3,86 *M* gestiegen waren, schrieb Krupp: »Niemals hat der Arbeiter soviel Lohn verdient, als gerade jetzt; es ist also nicht der geringe Lohn, der ihn unzufrieden macht, sondern der geringe Genuß von der Menge von Geld, namentlich die hohen Mieten und das teure Kostgeld«. Aus dieser Ueberlegung heraus ergab sich sein energisches Vorgehen auf dem Gebiet der Wohnungsfürsorge und die Begründung einer großen Konsumanstalt.

Schon im Anfang der 60er Jahre hatte Krupp mit dem Bau von Wohnungen begonnen. Die ersten Wohnungen waren allerdings aus dem Wunsch entstanden, einen Teil der Meister und Arbeiter in möglichster Nähe der Fabrik zu haben. Die riesige Steigerung der Arbeiterzahl — sie stieg von 1850 bis 1856 von 250 auf mehr als 1000, von 1860 bis 1866 von 1000 auf 8000 und von 1870 bis 1873 von 7000 auf 12000 — veranlaßte Krupp dann, mit dem Bau von Arbeiterwohnungen rasch voranzugehen. Unter größter Anspannung seines Kredites schuf er damals mit einem Aufwand von rd. 12 Mill. *M* in kürzester Zeit große Kolonien mit über 2500 Wohnungen. Das Ziel, das er im Auge hatte, ergibt sich aus einem seiner Briefe vom Jahr 1871. »Es darf gar nicht außer Acht gelassen werden, daß diese Anlage vorzugsweise die Bestimmung hat, allen armen Leuten und Familien, allen solchen, welche sparen müssen, zu den billigsten Preisen einen gesunden Aufenthalt zu liefern. Diese Wohnungen sind gar nicht bestimmt für Leute, denen es gleichgültig ist, im Jahre einige Taler mehr für die Wohnung zu zahlen, und die deshalb eine bequemere, schönere vorziehen. Mit solcher Fürsorge neben angemessener Unterstützung von Pensions-, Kranken- und dergleichen Kassen kann man ordentlicherweise es nicht verfehlen, den guten alten Stamm treuer Kräfte zufrieden zu stellen«. 1870 bis 1874 entstanden die heute an die Fabrik angrenzenden Kolonien. Auch der »Cronenberg«, die größte der Kruppschen Kolonien mit heute über 1400 Wohnungen, wurde damals erbaut. Ende der 80er Jahre versuchte man auch, durch Darlehensgewährung einem Teile der Arbeiterschaft eigene Häuser zu verschaffen. In Essen selbst wurden damit wenig günstige Erfahrungen gemacht, die Häuser fielen bald der Spekulation anheim. Seitdem gibt man Darlehen an gemeinnützige Genossenschaften, in erster Linie aber sucht man nach wie vor durch die Firma selbst Wohnungen herzustellen. Die alten Kolonien wurden weiter ausgebaut, und 1894 wurde mit dem Bau der Kolonie »Alfredshof« begonnen. Man suchte hier zunächst das Einzelwohnhaus durchzuführen, mußte aber besonders da, wo die Kolonie in die Stadt überging, auch Stockwerkbauten ausführen. Man erkannte, daß die Frage »Einzelwohnhaus oder Etagenbau« sich überhaupt nicht theoretisch für alle Fälle lösen lasse. 1899 begann man mit dem Bau der Kolonie »Friedrichshof«. Sehr interessant ist ferner die Kolonie »Altenhof«. Einen der letzten Wünsche Alfred Krupps hat hier sein Sohn verwirklicht. Es ist der Zweck des »Altenhof«, alten invaliden Arbeitern einen freundlichen Lebensabend zu verschaffen. Kleine Familienwohnungen mit Gärten in schöner gesunder Lage werden zu freier lebenslänglicher Benutzung abgegeben. Heute stehen hierfür schon 450 Wohnungen zur Verfügung. Man beabsichtigt, jährlich etwa 30 bis 40 Wohnungen neu zu bauen. Ein großer gepflegter Waldpark, der zum Altenhof gehört, macht den Aufenthalt dort besonders angenehm. Auf dem Altenhof befindet sich auch das »Kaiserin Auguste Viktoria-Erholungshaus«, das Friedrich Alfred Krupp 1896/97 erbauen ließ. Die Stiftung von 300000 *M* erleichtert Bedürftigen die Aufnahme. Die neuere Entwicklung des Wohnungsbaues ist durch das Streben gekennzeichnet, die Güte der Wohnungen überall zu heben. Man legt großen Wert auf gute Beleuchtung und Lüftung, man sucht die Wohndichte sehr wesentlich herabzumindern, man steigert die Zimmergröße und sorgt für viel Nebengelaß. Besonders interessante Studien kann man in den Kruppschen Kolonien in künstlerischer Beziehung machen. Die ersten Bauten sind reine Nutzbauten, sie verzichten in ihrer völligen Einfachheit auf jede künstlerische Wirkung. In der Zeit, in der man anfing, sich eifriger um künstlerische Fragen zu kümmern, sind dann Bauten entstanden, die uns heute schon wieder mit ihren Erkern und mancherlei andern überflüssig erscheinenden Zieraten in künstlerischer Beziehung nicht mehr befriedigen. Die neueren Kolonien aber sind geradezu Musterbilder für die künstlerische Durchführung nicht nur von Einzelhausanlagen, sondern auch für den Städtebau. Nicht mit Unrecht wird in dem diesjährigen Jahrbuch des Deutschen Werkbundes von sachverständiger Seite die Prophezeiung ausgesprochen, daß man in 10 Jahren nach Essen reisen werde, um eine moderne Stadt zu genießen.

Heute stehen 6551 Werkwohnungen allein in der Gußstahlfabrik, in allen Unternehmungen der Firma 9662 zur Verfügung. Sie werden in erster Linie an die älteren Arbeiter mit kinderreichen Familien vermietet. Da der Mietpreis heute kaum ²/₃ des ortsüblichen beträgt, so vergibt man mit

den Wohnungen deshalb eine Art Altersprämie. Besondere Vorteile gewähren sie naturgemäß den kinderreichen Familien, da diese hier auch in den Zeiten der größten Wohnungsnachfrage vor der Kündigung durch den Vermieter gesichert sind. Außer den Werkwohnungen sind dann in steigendem Maße von der Firma auch Logier-, Kost- und Schlafhäuser gebaut worden. In diesen Häusern wohnen heute von der Gußstahlfabrik allein 1210, von allen Betrieben zusammen 2328 Werkangehörige.

Eine andre große Schöpfung, die auf Alfred Krupp zurückzuführen ist, ist die Konsumanstalt. Sie wurde 1868 gegründet. Krupp schrieb über sie 1873: »Die Konsumanstalt hat in erster Reihe die Bestimmung, für die geringsten Arbeiter, die mit dem Wenigsten auskommen müssen, die Bedürfnisse billigst zu beschaffen. Das war der Grund der Stiftung. Es ist die Ausführung nach allen Richtungen erfolgt, und Gegenstände des Luxus werden beschafft. Jede nützliche weitere Ausbreitung zum Vorteil aller kann mir nur angenehm sein, jedoch soll man in der Befriedigung der Bedürfnisse nicht vergessen, daß die Aermsten zuerst bedacht werden müssen«. Im Jahre 1910/11 sind im ganzen 43897 Warenkontobücher ausgegeben worden. Auf ein Arbeiter-Warenkontobuch entfielen 681 *M*, das sind 41 vH des durchschnittlichen Arbeitslohnes. Die Konsumanstalt wirkt auch in erheblichem Maße preisregelnd. Die Ueberschüsse werden in Form von Rabatt an die Käufer abgeführt. Auch dies kommt wieder den größeren Familien in stärkerem Maße zugute. Die Verkaufspreise sind nicht gleichmäßig festgesetzt, die Gegenstände des notwendigen Lebensbedarfes werden am niedrigsten berechnet.

Zu den sozialen Einrichtungen der Firma gehört ferner die Kranken- und Pensionskasse, die Alfred Krupp schon in der Mitte der 50er Jahre geschaffen hat. Abgesehen vom Bergbau gab es damals nichts Aehnliches, was als Vorbild hätte dienen können.

In die Pensionskasse haben 1911 die Mitglieder 1,342 Mill *M* gezahlt, die Fabrik selbst hat 670000 *M* an Beiträgen geleistet. 1853, als man die Pensionseinrichtung schuf, war sie mit der Kranken- und Sterbekasse verbunden und hatte zunächst keine feste Gestalt. Aber schon 1858 wurden feste Pensionsansprüche in Rentenform eingeführt und damit die Arbeiterpensionskasse der Gußstahlfabrik begründet. Diese Kasse hatte Ende 1911 34851 Mitglieder, rd. 9800 Personen fanden ihre Versorgung durch die Kasse. Die Pensionszahlung betrug über 2,2 Mill. *M*, der Durchschnittsbetrag der Pensionen rd. 830 *M*. Dazu kommt noch die halbe gesetzliche Invalidenrente, so daß sich rd. 960 *M* ergeben. Von seiten der Firma hat die Kasse von Zeit zu Zeit außerordentliche Zuwendungen erhalten; so sind ihr von 1895 bis 1911 allein 4 Mill. *M* zugeflossen. Die Firma trägt außerdem die Verwaltungskosten. Der Nachfolger Alfred Krupps hat dann die Bestrebungen, die Zukunft der Werkangehörigen zu sichern, auch auf die Beamten ausgedehnt. 1890 wurde mit einem Kapital von 1/2 Mill. *M* die Beamtenpensions-, Witwen- und Waisenkasse gegründet, der jeder Beamte mit einem Diensteinkommen von mehr als 2000 *M* beizutreten hat. Als Beitrag leistet der Beamte 3 vH des Jahresgehaltes und ein Eintrittsgeld von der Höhe eines Monatsgehaltes. Auch eine Unfallversicherung für die Beamten, die der reichsgesetzlichen Versicherung nicht unterliegen, wurde eingerichtet. Ferner hat Friedrich Alfred Krupp eine Arbeiterstiftung mit 1 Mill. *M* gegründet, die den Zweck haben soll, in Fällen unverschuldeter Not zu helfen. Ein aus Beamten und Arbeitern zusammengesetztes Kuratorium verwaltet die Stiftung, ebenfalls auch die Invalidenstiftung vom Jahre 1897, die gleichfalls mit 1 Mill. *M* gegründet wurde. Diesen Stiftungen sind später noch größere Summen von Krupp überwiesen worden. Am 1. Januar 1912 konnten sie mit einem Kapital von 8,5 Mill. *M* rechnen, für das laufende Jahr stand ein Zinsertrag von 325000 *M* zur Verfügung. Alfred Krupp hatte bereits 1877 einen Lebensversicherungsverein gegründet, der den Zweck hatte, die Ausbreitung der Lebensversicherung, die er als eine wertvolle Ergänzung der Pensionskasse ansah, unter den Angehörigen der Fabrik in jeder Weise zu fördern.

Den Sparsinn der Werkangehörigen zu vermehren, hat sich die Firma auch zur Aufgabe gestellt. 1900 wurde hierfür ein besonderes Sparbureau eingerichtet. Die Angehörigen der Gußstahlfabrik konnten gegen 5 vH Verzinsung Spargeld bei der Firma anlegen. Hiervon machen heute über 6000 Personen mit rd. 30 Mill. *M* Einlagen Gebrauch. Die Konsumanstalt vermittelt die Spareinlagen. Man hat ferner auch Spareinrichtungen mit Lohn- und Gehaltszahlungen verbunden. Auch hier gewährt man 5 vH Zinsen und läßt Prämien nach der Höhe der Sparguthaben verlosen. Anfang 1912 waren auf der Gußstahlfabrik allein bereits 47 vH der Arbeiterschaft und 70 vH der zur Beteiligung zugelassenen kleineren Beamten mit rd. 6,5 Mill. *M* Guthaben daran beteiligt. Als Zuschuß für Zinsen und Prämien leistete die Firma 1910/11 einen Beitrag von 115600 *M*. Auch auf die Außenwerke der Firma hat man diese Einrichtungen in den letzten Jahren ausgedehnt.

In dem umfassenden Programm, das Alfred Krupp innerhalb des Generalregulativs von 1872 für alle von ihm geschaffenen und noch geplanten sozialen Einrichtungen aufgestellt hat, befindet sich auch der Satz: »Ein besonderer Gegenstand der Sorge wird es sein, Anstalten für die Erziehung und den Unterricht der Kinder zu errichten und den Erwachsenen die Gelegenheit zur Belehrung, Fortbildung und Unterhaltung zu bieten.« Sein Sohn hat sich diesem Teil der Aufgabe mit besonderer Hingabe gewidmet. 1890 schuf er eine Stipendienstiftung mit einer jährlichen Zuwendung von 12000 *M*, um Söhnen von Meistern und Arbeitern Unterstützung zu gewähren, wenn sie das Streben hatten, sich eine bessere technische Ausbildung zu verschaffen. Eine Haushaltungsschule, die er gründete, hat den Zweck, praktische Anleitung in der Führung eines einfachen Haushaltes zu geben. 1890 wurde in einem Garten in der Nähe der Fabrik das Beamtenkasino erbaut, das von der Firma dem gleichzeitig gegründeten Kasinoverein Kruppscher Beamten überlassen wurde. Ebenfalls zur Pflege des geselligen Verkehrs wurde 1894 ein Werkmeisterkasino erbaut. Auf Veranlassung von Friedrich Alfred Krupp wurde 1884 der Essener Turn- und Fechtbund gegründet, für den er ein besonderes Gebäude mit großen Turn- und Fechtsälen zur Verfügung stellte. Auch eine große Anzahl von Tennisplätzen wurde eingerichtet. 1899 baute Krupp das Bootshaus unterhalb des Hügels und stellte es dem Kasinoverein und dem Essener Turn- und Fechtklub zur Verfügung. Im gleichen Jahre wurden der Bildungsverein und die Bücherhalle gegründet.

Der Kruppsche Bildungsverein wird nicht von der Fabrik geleitet, er kann sich seine Verwaltungsorgane selbständig wählen. Die Firma gibt Zuschüsse, die im Jahre 1910/11 29000 *M* betrugen. Die Mitgliederbeiträge belaufen sich auf rd. 7500 *M*. Der Verein hat sich das Ziel gesetzt, allgemeine Bildung und bildende Unterhaltung mit Ausschluß aller parteipolitischen und konfessionellen Fragen zu fördern. Seinen Zweck sucht er zu erreichen durch Vortrags- und Unterhaltungsabende, Unterrichtskurse und durch Pflege des Gesanges und der Musik. Seit einigen Jahren steht ihm auch eine Wochenschrift »Nach der Schicht«, die als Beilage zu den »Kruppschen Mitteilungen« herausgegeben wird, zur Verfügung. Der Verein zählt heute 3270 Mitglieder. Aus seinen Veranstaltungen ist u. a. der Essener Museumsverein hervorgegangen; neuerdings hat er sich auch den Bestrebungen der Jugendpflege zugewandt.

Die Bücherhalle, die am 1. März 1899 eröffnet wurde, steht den Angehörigen der Gußstahlfabrik in freiester Form zur Verfügung. Mit 8000 Bänden begann die Halle ihre Arbeit, heute sind rd. 82000 Bände vorhanden. Die Bücher umfassen alle Fächer und Wissenszweige, nur streng wissenschaftliche Arbeiten, vor allem die technische Fachliteratur, werden durch die technische Bücherei der Fabrik angeschafft. Alle Schriften agitatorischen Inhaltes sind ausgeschlossen. Die Einrichtungen der Bücherhalle werden sehr stark benutzt, 20400 Leihkarten sind ausgegeben. Die Zahl der geliehenen Bände ist von 94000 auf 604000 gestiegen. Auch auf einigen Außenwerken hat man nach dem Muster der Bücherhalle kleinere Bibliotheken mit insgesamt 26400 Bänden eingerichtet.

So sieht man auch auf diesem Gebiete, wie großartig aus kleinen bescheidenen Anfängen sich die sozialen Einrichtungen entwickelt haben. Ueberall merkt man aber

gerade hier die Grundanschauungen Alfred Krupps, dem seine Fabrik sehr viel mehr war als ein Mittel, um Geld zu verdienen.

Werke von der Ausdehnung, wie sie Alfred Krupp geschaffen hat, brauchen, wenn sie überall zweckentsprechend arbeiten sollen, eine umfassende, wohldurchdachte und verständnisvoll angewandte Organisation. Die Tätigkeit Krupps auf diesem Gebiet ist nicht minder interessant wie seine Arbeit auf dem Felde des Ingenieurs und des Kaufmanns. Als er mit 7 Arbeitern die Fabrik seines Vaters übernahm, lag die gesamte Organisation in seiner Person vereint, und so blieb es noch viele Jahre hindurch. Erst nach und nach mit dem Größerwerden des Geschäftes begann auch hier eine Arbeitsteilung. Man mußte Beamte einstellen, es entstand das »Kontor«, das technische Bureau und andre Abteilungen. Die ersten Vertretungen wurden eingerichtet, Reisende angestellt. Von den 60er Jahren an erhielt die Organisation festere Gestalt. Es begann jetzt die ressortmäßige Trennung zwischen den Feuer- und Hammerbetrieben auf der einen Seite und den mechanischen und Kanonenwerkstätten auf der andern Seite. Später wurden die Werkstätten unter sich ressortmäßig in einzelne Betriebe eingeteilt, die man gegeneinander abgrenzte und besondern Leitungen unterstellte. Schon 1865 finden wir die Fabrik in 20 Gruppen mit eigenen Betriebsführern, 1870 die Fabrikationsbetriebe in 8 Ressorts eingeteilt. Auch die Organisation der kaufmännischen Leitung schritt entsprechend vor. Aus dem Kontor entwickelte sich eine Reihe einzelner Bureaus. Besondern Wert legte Alfred Krupp auf die Schaffung eines die Gesamttätigkeit des Unternehmens umfassenden Revisionsbureaus. Es ist dies eine Art Oberrechnungskammer, die jedoch der Prokura untergeordnet ist. Größten Wert legte er darauf, die richtigen Männer an die richtigen Stellen zu setzen, eine der Hauptaufgaben jedes großen Organisators. Er verlangte viel von den Männern, denen er die Leitung der Fabrik übertrug. In erster Linie sollten es wirklich leitende Menschen sein, die in der Hingabe an das Heute die Sorgen für das Morgen nicht vergessen. Nur wer »voraussehen« konnte, war seiner Auffassung nach befähigt, zu führen. Er selbst hat es auf allen Gebieten verstanden, diese Voraussicht zu üben. Nur in finanztechnischer Hinsicht hat er mehrmals diese kluge Voraussicht, die er überall verlangte, selbst vermissen lassen und dadurch zuletzt noch in den 70er Jahren seine ganze Schöpfung großen Gefahren ausgesetzt. Sein Freund Sölling schrieb ihm in den 50er Jahren schon einmal: »Ich habe das größte Vertrauen zu allen Deinen Schöpfungen, nur bitte ich, über den Fabrikanten nicht den Finanzier zu vergessen, der eine kann ohne den andern nicht fertig werden.« In der wirtschaftlichen Krise der 70er Jahre mit dem gewaltigen Rückgang auf allen Gebieten hatte Krupp versäumt, den starken Kredit, den er in Anspruch nehmen mußte, rechtzeitig durch eine unkündbare Anleihe auf sicheren Boden zu stellen. Nur unter schweren Opfern konnte seine Versäumnis nachgeholt werden. In dankenswerter Weise hat sich damals die Königlich Preußische Seehandlung an die Spitze der Banken gestellt, die 1874 mit Krupp eine Anleihe von 30 Mill. *M* Nennwert abschlossen. In der zweiten Hälfte der 70er Jahre kamen dann große Auslandsaufträge auf Kriegsmaterial. Sehr bedeutende Schienenaufträge der Vereinigten Staaten aus den 80er Jahren brachten weitere Hülfe. Diese Aufträge ermöglichten es der Firma, allen Verpflichtungen gerecht zu werden. Die Anleihe, die 1899 getilgt sein sollte, war beim Tode Alfred Krupps 1887 schon vollständig zurückgezahlt. Die Erfahrung aber, die man in dieser Zeit gemacht hatte, veranlaßte die Leiter der Kruppschen Werke nachher, auf finanztechnischem Gebiete mit besonderer Vorsicht vorzugehen.

Wie sehr Krupp weitschauenden Blickes für die Zukunft seiner Werke arbeitete, das sieht man vor allem aus seinem Streben nach fester Organisation, das sieht man auch aus seinen Arbeiten an der Erziehung seiner Nachfolger: Aufgaben, die ihn in den letzten Jahren seines Lebens ausschließlich beschäftigten. Als Krönung seiner Arbeit sieht er die Lösung der Aufgabe an, sich selbst vollständig entbehrlich zu machen. Er, der in seinem ganzen Werke so aufging, daß er von irgend einer Ehrung, die ihm als Person gelten sollte, nichts wissen wollte, er sah sein Werk nur dann als gesichert an, wenn es ohne ihn betrieben werden konnte. Wie ein großes Staatswesen wollte er deshalb seine Schöpfungen durch Verfassungen und Gesetze gegen jede Willkür schützen. Das Generalregulativ von 1872, in dem er alle seine Erfahrungen niederzulegen suchte und auf dem heute noch die Organisation der ganzen Fabrik beruht, sollte ihm das Mittel hierzu sein. Er schreibt hierin: »Ich muß sicher sein, daß in 25 Jahren und in 50 Jahren keine Unordnung infolge von bösem Willen irgend welcher Art möglich ist. Das Reglement muß für das Verfahren den Weg weisen und jeder Fall vorgesehen sein, jede Pflicht und jedes Recht der einzelnen Stellungen«, und an einer andern Stelle sagt er: »Ich will nach mir ein großes, harmonisches Ganzes zurücklassen. Diesem Zweck widme ich meine letzte Kraft, meine letzten Wünsche. Diesem hohen Ziel gegenüber hat Geld in meinen Augen einen ganz untergeordneten Wert.« Er, der jahrzehntelang mit fester Hand selbst das Steuer der verwickelten Maschine, der seine Werke in ihrer Gesamtheit gleichen, geführt hatte, er zog sich nun planmäßig immer mehr von allen Einzelheiten zurück. Nur noch in entscheidenden Fällen, wenn es ihm schien, als ob die Richtung, die er eingehalten wissen wollte, verloren ginge, griff er energisch nach dem Steuer, und rücksichtslos verstand er dann, die Maschine seinem Willen wieder zu unterwerfen. Mitte der 70er Jahre schrieb er: »Selbst grundsätzlich würde ich mich fernhalten, um lebend mich noch zu überzeugen, daß ohne mein Eingreifen in dem Betrieb alles gut geht. Meine persönlich einzige Tätigkeit für die Verwaltung beschränkt sich darauf, die Prokura zu vervollständigen durch Intelligenz, Energie und Ansehen, und dafür bin ich bemüht«. Und weiter: »Je eher ich mein Zutun für ganz überflüssig halte, desto lieber wird es mir sein. Ich verlange sehnlichst nach dem Prädikat: »abkömmlich.« Ich habe nur den einzigen Wunsch, mich so ersetzt zu sehen, daß ich jeden Tag unvermißt zurücktreten kann, und so sollte jeder dieselbe Sorge haben. Hängt das innige Zusammengehen und der Betrieb von einem Menschenleben ab, so ist stets das Ganze in Gefahr.« Welche Größe offenbart sich in diesem Streben des Mannes, der mit Recht von sich sagen konnte, daß er für die Zukunft, nicht für die Gegenwart arbeite!

Das Generalregulativ von 1872, auf das Alfred Krupp so überaus großen Wert legte, sollte nach ihm die Aufgabe haben, »für gegenwärtige und kommende Zeiten eine gesicherte Ordnung und ein harmonisches Zusammenwirken zu verbürgen und damit das Gedeihen, sowie die Wohlfahrt jedes einzelnen zu sichern.« Im ersten Teil enthält das Regulativ eine Reihe wichtiger Grundsätze über die Geschäftsführung in den Fabrikbetrieben, ferner Bestimmungen über Pflichten und Rechte der Angestellten und ein ausgedehntes Programm sozialer Einrichtungen. Dann folgt ein Abschnitt über die Prokura, die in kollegialer Arbeit die Spitze des ganzen Unternehmens bilden sollte. Bei allen wichtigen Maßregeln und Entscheidungen sollte die Einstimmigkeit aller Mitglieder der Gesamtprokura eine selbständige Voraussetzung sein. Es folgen Abschnitte, die sich mit den einzelnen Ressortbetrieben beschäftigen. Dem Oberbeamten, der einem Ressort vorsteht, wird besonders ans Herz gelegt, alles gut zu prüfen und den Betrieb genau zu überwachen. Er soll nicht bloß befähigt sein, das bestehende Gut zu erhalten, er soll auch die Fähigkeit haben, anzuregen, neues Besseres zu schaffen, zu entwickeln und er muß auch der Mann sein, Disziplin zu halten. Deshalb muß er sich auch sorgsam davor bewahren, sich nicht in untergeordnete Detailarbeit zu verlieren, er muß stets den Blick für das Ganze und dessen Leitung sich frei erhalten. »Weniger arbeiten und mehr leiten«, das verlangte er von den führenden Herren seiner Unternehmungen. Eine ausgedehnte Kontrolle hielt er für besonders wichtig. »Alles Unglück ist eine Folge von Mangel an Vorsicht und von Gleichgültigkeit, sogenanntes Vertrauen, im Grunde aber Bequemlichkeit.« Alles dies hatte Alfred Krupp in selbstentsagender Arbeit für die Zeit vorbereitet, in der er persönlich nicht mehr wirken konnte.

Am 14. Juli 1887 verschied Krupp auf dem Herrensitz, den er sich selbst noch »auf dem Hügel« geschaffen

hatte. Seinem Sohn Friedrich Alfred Krupp, geboren am 17. Februar 1854, war es nunmehr beschieden, das Erbe seines großen Vaters anzutreten. In den 15 Jahren, die er an der Spitze der Fabrik gearbeitet hat, ist die Zahl der Werkangehörigen von 20000 auf 43000 gestiegen. Groß ist die Entwicklung, an der er, an leitender Stelle schaffend, hat mitarbeiten können.

Er war das einzige Kind seiner Eltern. Zeitlebens hatte er mit Krankheit zu kämpfen. Schon als Kind blieb ihm der Verkehr mit Altersgenossen zum Teil versagt. Die von seinem Vater oft beklagte Schüchternheit und eine überaus große Empfindlichkeit in körperlicher und seelischer Beziehung hingen hiermit zusammen. »Der Kampf mit meiner Empfindlichkeit war der längste und schwerste Kampf meines Lebens«, hat er selbst von sich gesagt. Der Vater wollte seines Nachfolgers möglichst einziger Lehrmeister sein, denn in ihm sah er die Zukunft der Fabrik und ihrer Angehörigen verkörpert. Von seinem Erben verlangte er neben der Befähigung für seinen Beruf, daß er von Neigung und Pflichtgefühl so völlig beseelt sei, wie es zur Bürgschaft für das Wohlergehen des Werkes mit seinen Tausenden von Angehörigen notwendig ist. »Hätte das Schicksal mir die Härte angetan, es anders zu fügen, so hätte ich die Pflicht gehabt, anders zu disponieren, um mit größtmöglichster Zuversicht das Geschaffene zu erhalten.« Was der Sohn brauchte, war in des Vaters Augen in erster Linie organisatorische Begabung: »Ueberblick über das große Ganze und der Fernblick in die Zukunft, in Raum und Zeit«. Immer wieder suchte er ihm die Pflicht der Verantwortung, die auf ihn warte, zum Bewußtsein zu bringen. »Da steht nun in erster Linie neben Dir die Fabrik mit den vielen tausend Familien, das Wohl des einen ist durch das Wohl und Verhalten des andern bedingt«.

Alfred Krupp, geb. 26. April 1812, gest. 14. Juli 1887.

Die Stellung des Sohnes zwischen dem Vater und der Verwaltung ist sehr schwer gewesen; denn nur langsam und schwer wollte sich der Vater entschließen, ihm wirklichen Einfluß auf die Leitung zu gewähren. Doch diese Lehrjahre sind, wie Friedrich Alfred Krupp später selbst betont hat, für ihn von großem Nutzen gewesen. Er habe es damals, als er ein gewöhnliches Glied in der großen Kette gewesen sei, an sich selbst empfunden, wie es seinen Beamten zu Mute sei. »Es gibt nichts«, fügte er dann hinzu, »was dem Menschen so gut bekommt, als wenn ihm eine Zeitlang nicht alles nach Wunsch gerät«.

Eine kurze Zeit war Friedrich Alfred Krupp in Braunschweig auf der Technischen Hochschule, wo er sich besonders für metallurgische Fragen interessierte. 1883 nahm ihn Alfred Krupp als Mitglied der Prokura auf. Als er nach dem Tode des Vaters die Leitung allein übernahm, richtete er sich seine Arbeitsstätte in dem kleinen Stammhause innerhalb der Fabrik ein. Neben der Tätigkeit für seine Fabrik hat er sich in großem Umfange mit vielen wissenschaftlichen Fragen beschäftigt, u. a. mit Tiefseeforschung, mit Ausgrabungen usw. Besonderes Interesse brachte er auch den künstlerischen Bestrebungen entgegen. Seine Bedeutung für die Fabrik war besonders in seinen rein menschlichen Eigenschaften begründet. Es zeichnete ihn eine starke Menschenliebe aus, und stets war er bemüht, sich zu allen seinen Mitarbeitern in ein persönliches Verhältnis zu setzen. Dadurch gelang es ihm, allen zentrifugalen Tendenzen zum Trotz ein immer festeres Band um das Ganze zu schlingen. Eine besonders notwendige Aufgabe sah er darin, die Gegensätze zwischen Arbeitgeber und Arbeitnehmer zu mildern. »Alles sollte geschehen, um diesen Gegensatz nicht noch zu vermehren. Liegt doch der natürliche Gegensatz in der vereinigten und gemeinsamen Anstrengung der Arbeitgeber mit ihren Arbeitern gegenüber der Konkurrenz. Nur in diesem friedlichen Kampfe der Industrien untereinander ist die gesunde Entwicklung der heimischen Produktion und damit normaler Arbeiterverhältnisse zu suchen und nicht in der Schaffung von Gegensätzen zwischen Kapital und Arbeitgebern einerseits und Arbeitern anderseits. Das Blühen eines Industriezweiges kommt auch dem Arbeiter zugute. Die Interessen des Arbeiters und des Arbeitgebers sind dieselben. Der Wettbewerb der Industrien untereinander bestimmt schnell den Maximallohn, den die Unternehmer gewähren können, ohne in der Konkurrenzfähigkeit zurückgehen zu müssen«.

Was die Weiterentwicklung der Fabrik anbelangte, so wurden unter ihm das Grusonwerk und die Germaniawerft erworben und alle Anlagen weiter ausgebaut. Genau in der gleichen Weise wie sein Vater verlangte er, daß die Fabrik stets nur das Beste liefern solle. Eifrig war erstrebt, nichts verkümmern zu lassen, was sein Vater geschaffen hatte.

Auch für die Zukunft suchte er voraus zu sorgen. Im Fall, daß er früh sterben sollte, verlangte er die Umwandlung der Fabrik in eine Aktiengesellschaft, weil er gegen eine vormundschaftliche Verwaltung Bedenken trug. Mitten aus den Entwürfen und Vorbereitungen für den Ausbau des großen Hüttenwerkes Rheinhausen wurde er am 22. November 1902 durch einen raschen Tod herausgerissen. Seine Erbin war seine Tochter Bertha, die am 29. März 1886 geboren war.

Am 22. April 1903 wurde die Fabrik in eine Aktiengesellschaft umgewandelt. Am 1. Juli 1903 übernahm diese Gesellschaft sämtliche Kruppschen gewerblichen Unternehmungen mit allen dazu gehörigen Aktiven und Passiven. Das Grundkapital der Gesellschaft wurde auf 160 Mill. ℳ festgesetzt und in Aktien von je 1000 ℳ eingeteilt. Vier Aktien wurden von vier der Familie Krupp besonders nahestehenden Persönlichkeiten übernommen. Alle übrigen Anteile entfielen auf die von Bertha Krupp eingebrachte Sacheinlage. 1906 wurde das Aktienkapital um 20 Mill. ℳ erhöht; 1908 wurde eine 4prozentige Anleihe von 50 Mill. ℳ mit einem Bankkonsortium abgeschlossen, von der zunächst ein Betrag von 20 Mill. ℳ, später von 5 Mill. ℳ ausgegeben wurde. Die Aktiengesellschaft nahm die Firma »Fried. Krupp A.-G.« an.

1906 vermählte sich Bertha Krupp mit dem preußischen Legationsrat Dr. jur. Gustav von Bohlen und Halbach, der im gleichen Jahre die königliche Genehmigung erhielt, sich Krupp von Bohlen und Halbach zu nennen. Er trat in die oberste Leitung der Firma ein und übernahm 1910 auch den Vorsitz im Aufsichtsrat. 1907 wurde ihm auf dem Hügel der erste Sohn geboren, der den Namen seines großen Urgroßvaters erhielt.

Versuchen wir, dem bescheidenen Anfang das stolze Heute gegenüberzusetzen, so sehen wir, daß die Firma sich zurzeit aus der Gußstahlfabrik, der Friedrich Alfred Hütte, dem Stahlwerk Annen, dem Grusonwerk und der Germania-

werft zusammensetzt. Unter der Leitung der Gußstahlfabrik stehen ferner die Schießplätze Meppen und Tangerhütte, die Zechen Ver. Sälzer und Neuack, Hannover und Hannibal, die Bergverwaltungen Weilburg und Betzdorf, die Mülhofener Hütte, die Herrmannshütte und Siegener Hütte und die Reederei in Rotterdam. Der gesamte Grundbesitz beläuft sich heute auf 2368,68 ha. Davon sind 175,07 überbaut. Die Zahl der in allen Werken Beschäftigten beträgt heute 70329.

Mit berechtigtem Stolz kann die Firma Fried. Krupp A.-G. in diesem Jahre das hundertjährige Jubiläum feiern. Aus dem bescheidenen Samenkorn, das Friedrich Krupp vor 100 Jahren dem Boden seiner Vaterstadt anvertraute, ist ein gewaltiger Baum emporgewachsen, seine Wurzeln liegen tief in deutscher Erde verankert. Alle, die für die Größe menschlicher Arbeit Verständnis haben, werden bewundern, was hier in der Zeitspanne von einem Jahrhundert geschaffen worden ist. Wenn man aber im festlich geschmückten Essen im Beisein des Deutschen Kaisers, als dem berufenen Vertreter Deutschlands, das Jubiläumsfest feiern wird, dann werden die Gedanken und Erinnerungen doch immer wieder unbeschadet alles dessen, was andre geschaffen haben, zurückgehen auf den Größten des Namens Krupp, auf Alfred Krupp, und je mehr man eindringt in die Geschichte der Firma, um so deutlicher wird die alles bestimmende geistige Größe Alfred Krupps in den Vordergrund treten. »Innerlich ruht die Fabrik noch immer auf den Grundlagen, welche der Schöpfer ihr gegeben hat«. In diese Worte faßt die Festschrift der Firma das Ergebnis der geschichtlichen Arbeiten nach dieser Richtung hin.

Alfred Krupp hat mit bewußter Einseitigkeit alle seine Tatkraft auf seine Schöpfung konzentriert. Er glaubte auch der Allgemeinheit am besten zu dienen, wenn er aus dem, was ihm zu tun oblag, das Vorzüglichste schaffte. Die Einflüsse aber, die er ausübte, das Beispiel, das er der deutschen Technik und Industrie gab, das wirkte weit über die Grenzen seiner Werke hinaus. So wurde er nicht nur zum Lehrmeister seiner Werkangehörigen, er wurde und wird immer mehr werden, je mehr seine große Persönlichkeit weitesten Kreisen bekannt wird, zu einem der großen Erzieher des deutschen Volkes. Wie Worte alter Weisheit klingen uns heute viele seiner sprichwörtlich geprägten Lebenserfahrungen. Sie predigen in erster Linie Mut. Er wußte, wie viel für den endgültigen Erfolg darauf ankam, »sich nicht unterbekommen« zu lassen. Güte und Menschenfreundlichkeit wird als Grundzug seiner Persönlichkeit bezeichnet. Er weiß, daß jeder Fehler macht. »Wer arbeitet, macht Fehler, ich mache ja auch welche. Wer viel arbeitet, macht mehr Fehler; nur wer die Hände in den Schoß legt, wer gar nichts tut, braucht auch keine Fehler zu machen«. Gegen solche Fehler war er nachsichtig; nur wenn er auf Bequemlichkeit stieß, auf Trägheit und Mangel an Energie, dann griff er energisch ein.

Als er auf der Höhe seines Lebens stand, erinnerte er sich mit Verliebe der schweren Zeiten, die er hatte durchmachen müssen. Er bestimmte, daß das so sehr bescheidene kleine Haus bestehen bleiben solle, so lange die Fabrik vorhanden sei. Seine Nachfolger sollen mit Dank und Freude hinblicken auf dieses Denkmal, den Ursprung des großen Werkes: »Das Haus und seine Geschichte mag dem Zaghaften Mut geben und ihm Beharrlichkeit einflößen, es möge warnen, das Geringste zu verachten und vor Hochmut bewahren«. Und neben dem Haus solle auch seine eigene Erinnerung an die schwersten Zeiten seines Lebens aufmunternd erzieherisch wirken, in denen er bei schwerer Arbeit oft Nächte hindurch, wie er selber erzählte, mit den Sorgen eines bedrängten Familienvaters 25 Jahre lang ausgeharrt habe und oft bloß von Kartoffeln, Kaffee, Butter und Brot ohne Fleisch lebte. »Meine letzte Erinnerung der Vergangenheit ist diese lange, dauernde, drohende Gefahr des Unterganges und die Ueberwindung durch Ausdauer, Entbehrung und Arbeit, und das ist es, was ich jedem jungen Mann zur Aufmunterung sagen möchte, der nichts hat, nichts ist und was werden will«.

Immer wieder versucht er den sittlichen Wert aller Arbeit in den Vordergrund zu stellen. Die Arbeit ist ihm nicht ein Mittel, um reich zu werden, sondern um innere Befriedigung zu erlangen, in dem Bewußtsein, die Begabung, die in einem ruht, für das Wohl der Allgemeinheit nutzbringend verwendet zu haben. Alles, was er erreichte, sollte die Mittel geben, weiterzustreben. Denn er spricht die Ueberzeugung aus: »Nichts besteht, kein Menschenwerk, was nicht bis in alle Ewigkeit der Vervollkommnung fähig wäre und bedürfte«. So wird ihm schließlich alles, was er tut, zur sittlichen Pflicht, und das größte Wort, das je ein Mann der schaffenden Arbeit denken konnte, steht heute, von ihm gesprochen, auf einem seiner Denkmäler: »Der Zweck der Arbeit soll das Gemeinwohl sein. Dann bringt Arbeit Segen, dann ist Arbeit Gebet«.

Die Größe von dem, was Alfred Krupp geschaffen hat, liegt nicht nur in den zahlenmäßig zu erfassenden Tatsachen, sie liegt für uns alle in erster Linie in dem Geist, in dem diese Werke entstanden sind. Insofern bildet die Geschichte des Schaffens und Wirkens von Alfred Krupp die lebenswahre Illustration zu seinem eigenen großen Wort:

»Denn der Geist ist's, der die Tat bestimmt.«

Elektrische Kraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken in Rheinland-Westfalen, Belgien, Nord-Frankreich und England.[1]

Von Dipl.-Ing. **K. Hoefer** in Charlottenburg.

Ende des Jahres 1910 unternahm ich eine Studienreise nach den in der Ueberschrift genannten Ländern, um einen Ueberblick über die im Berg- und Hüttenbetriebe verwendeten Kraftmaschinen zu gewinnen, die zum Erzeugen elektrischen Stromes dienen. Es ergab sich hierbei, daß sich die Entwicklung in den einzelnen Ländern in ganz verschiedener Weise vollzogen hat. Da die Hauptergebnisse der Reise allgemeinere Beachtung in Fachkreisen beanspruchen können, seien sie im folgenden kurz mitgeteilt. Nach einigen Angaben über die Verwendung der elektrischen Kraftübertragung überhaupt und die Anlage der Kraftwerke werde ich eine Uebersicht über die verschiedenen Arten der Kraftmaschinen, ihre Bauart und ihre Betriebsergebnisse geben und auch konstruktive Einzelheiten erwähnen, soweit sie als bemerkenswert gelten können.

[1] **Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Elektrische Krafterzeugung und -verteilung) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 50 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.**

1) Verwendung der elektrischen Kraftübertragung.

Obwohl heutzutage die elektrische Kraftübertragung außerordentlich verbreitet ist, ist doch das Maß, in welchem sie angewendet wird, sehr verschieden, und diese Verschiedenheit macht sich für die einzelnen Länder und Gegenden deutlich bemerkbar.

In hervorragender Weise wird der elektrische Strom benutzt in Westfalen und im Rheinland, in mehreren Werken Belgiens (z. B. bei Cockerill in Seraing) und an der Nordostküste Englands (Newcastle-on-Tyne). Nicht nur in Westfalen finden sich einige große Elektrizitätswerke (Essen, Reisholz, Wiendahlsbank), die mit vielen Hütten und Zechen zur Stromabgabe, Stromaufnahme und Weitergabe in Verbindung stehen, sondern auch an der Nordostküste Englands ist Stromerzeugung und -verteilung in vielleicht ebenso großartigem Maßstabe durchgeführt; haben doch dort die parallel arbeitenden Kraftanlagen eine gesamte Leistung der aufgestellten Stromerzeuger usw. von nicht weniger als 146000 PS. Auch die im Departement Pas de Calais in Frankreich

liegenden Kohlenzechen machen von der elektrischen Kraftübertragung ausgiebigen Gebrauch; überhaupt machen die Anlagen dort einen durchaus modernen Eindruck.

In beschränktem Umfange wird die Elektrizität als Kraftmittel benutzt in Belgien, im Norden von Frankreich — im Departement Nord —, wo überhaupt eine gewisse Rückständigkeit zu herrschen scheint, und in vielen Gegenden Englands. Nahezu gar keine Anwendung findet der elektrische Strom in dem südlich von Mons in Belgien gelegenen, »Le Borinage« genannten Kohlenbezirke. Die Ursache soll hierfür teils in einem gewissen Vorurteil der Besitzer, teils darin liegen, daß die Gruben in nicht allzu ferner Zeit erschöpft sein werden und die Anlage eines elektrischen Kraftwerkes und der Kraftübertragung nicht gelohnt hätte.

Da, wo es sich um eine Fortleitung des Stromes über große Strecken handelt, ist natürlich immer Drehstrom gewählt, der in den Fernleitungen eine Spannung von 10000 V und darüber hat. Im übrigen scheint in Deutschland und Belgien dem Drehstrom, in England dagegen dem Gleichstrom der Vorzug gegeben zu werden. Der Gleichstrom hat in Deutschland und Belgien in der Regel 500 V Spannung, in England nur 250 V, so daß dort weder die Vorteile des Drehstromes, noch diejenigen hoher Spannung genügend ausgenutzt werden.

Fig. 1.

Kraftwerk der Sheffield Corporation.

2) Anlage der Kraftwerke.

Kennzeichnend für die meisten modernen Kraftanlagen mit Dampfturbinen und Dampfmaschinen, häufig auch mit Großgasmaschinen, ist, daß der Maschinenraum so hoch liegt, daß sich die darunter angeordnete Kondensation zu ebener Erde befindet. Auf diese Weise ist es möglich, 3 bis 4 m hohe, geräumige und helle Räumlichkeiten für die Kondensationsanlage und für die Rohrleitungen zu schaffen, wodurch die Uebersichtlichkeit außerordentlich gewinnt. Es finden sich aber in Deutschland und in den andern Ländern viele ältere Anlagen, bei denen diese heute selbstverständlich erscheinende Forderung noch nicht erfüllt ist. Bisweilen ist sie in der Weise verwirklicht, daß der Keller für die Kondensationsanlage oben offen ist, z. B. beim Dortmunder Elektrizitätswerk, Hüttenwerk »Rote Erde« bei Aachen, und bei Cammell Laird in Sheffield, wodurch aber der Bedarf an Grundfläche vergrößert wird. In gleicher Weise findet man stellenweise bei Gaskraftwerken die Kühlwasserpumpen und Kompressoren in einem oben offenen Keller untergebracht, z. B. bei der Zeche Pluto, beim Gaskraftwerk der Gewerkschaft »Deutscher Kaiser« in Bruckhausen, eine Anordnung, die ebenfalls der Uebersichtlichkeit und Verlegung der Rohrleitungen wegen sehr zweckmäßig ist.

Die einzelnen Maschinen sind fast immer nebeneinander angeordnet; Ausnahmen, bei denen die Maschinen hintereinander liegen, wie bei der Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge in Maubeuge, Nord-Frankreich, und der Kraftanlage der Kohlengruben von Bargoed in Süd-Wales, s. Fig. 25 (S. 1291), finden sich nur selten. Meist ist Sorge getragen, daß die Maschinenhalle in der Längsrichtung erweitert werden kann. Auch dem Bedürfnis nach viel Raum und viel Licht tragen die meisten modernen Anlagen Rechnung. Als besonders hervorragend in dieser Beziehung wären unter andern zu nennen die Werke der Gewerkschaft Tremonia in Dortmund, der Zeche Zollverein bei Essen, der Gewerkschaft »Deutscher Kaiser« und der Mines de Lens in Nord-Frankreich.

Mustergültig ist die Lage des Werkes der Sheffield Corporation gewählt, Fig. 1, die viele der dortigen industriellen Anlagen mit Strom versorgt. Die Anlage, die mit zwei Parsons-Turbinen und einer Turbine von Willans & Robinson von zusammen 7000 KW Leistung ausgerüstet ist, liegt in nächster Nähe des Don-Flusses. Auf der andern Seite der Anlage, und zwar in größerer Höhe, läuft der Bahndamm entlang, von dem aus die Kohlen ohne weiteres in die Kohlenbunker und Fülltrichter der Kessel fallen.

Eine Zusammenstellung nach Anzahl und Leistung der verschiedenen Arten von Kraftmaschinen, die im Berg- und Hüttenbetriebe Verwendung finden, läßt deutlich das Vorherrschen von Gasmaschinen in Deutschland und Belgien, von Dampfmaschinen in Frankreich und von Dampfturbinen in England erkennen.

3) Dampfmaschinen.

In Deutschland herrscht die liegende Maschine mit Ventilsteuerung vor; meist sind es Zweizylinder-Verbundmaschinen mit Mantelheizung. Am Hochdruckzylinder wird eine frei fallende Ausklinksteuerung bevorzugt, am Niederdruckzylinder finden sich bisweilen auch Corliss-Hähne, wo sie ja auch den Ventilen vorzuziehen sind. Die Umlaufzahl beträgt in der Regel 80 bis 120 i. d. Min., bei kleinen stehenden Maschinen mehr. Die Einzelleistung ist meist nicht bedeutend, etwa bis 600 KW. Ueberhitzung des Dampfes wird in der Regel, Kondensation immer angewandt.

Besonders erwähnenswert ist eine Tandem-Verbunddampfmaschine der Elsässischen Maschinenbau-A.-G. von 3000 PS_e bei 120 Uml./min (Baujahr 1906), die im Kraftwerke der Zeche Prinzregent bei Bochum aufgestellt ist und mit Koksofen-Gasmaschinen von rd. 6000 PS Leistung parallel arbeitet. Die Maschine ist mit Kolbenventilen ausgerüstet, von denen die Zylinder je zwei für den Einlaß und für den Auslaß haben. Die Kolbenventile sind im Zylinderdeckel untergebracht und werden in wagerechter Richtung von einer Steuerwelle aus bewegt. Der Hochdruckzylinder hat die Frikartsche Ausklinksteuerung, Fig. 2, die grundsätzlich wie die neue Kollmann-Steuerung arbeitet. Bei dem Niederdruckzylinder ist die Schränkbewegung benutzt, um das Einlaß-Kolbenventil schnell zu öffnen und zu schließen, Fig. 3. Die Zylinder werden durch den Arbeitsdampf geheizt. Der Rahmen ist als Gabelrahmen ausgeführt und einschließlich der Gleitbahn aus vier Teilen zusammengesetzt, Fig. 4 und 5. Der Abdampf geht zu einer Oberflächenkondensation, die auch den

Fig. 2 und 3. Tandemverbund-Dampfmaschine der

Fig. 2.

Ausklinksteuerung des Hochdruckzylinders (Frikart-Steuerung).

Maßstab 1 : 30.

Fig. 4 und 5.

Gabelrahmen der 3000 pferdigen Tandemverbund-Dampfmaschine.

Kurbelwellenlager. Maßstab 1 : 50. Gleitbahn.

Schnitt a-b.

Abdampf von drei Fördermaschinen von 1500, 1000 und 500 PS und einer Verbund-Kompressormaschine niederschlägt. Die Kondensation ist dann offenbar unzureichend, denn sie erzeugt nur eine Luftleere von rd. 50 vH. Wenn die 3000-pferdige Maschine allein arbeitet, beträgt die Luftleere 80 vH. Die Maschine macht zwar einen etwas verwickelten Eindruck, die Bauart muß jedoch vorzüglich sein, denn die Maschine war bei meinem Besuche seit 19 Monaten ohne Anhalten, ohne die geringste Ausbesserung im Betriebe gewesen: gewiß ein glänzendes Zeichen für ihre hervorragende Betriebsicherheit!

Elsässischen Maschinenbau-A.-G., 3000 PS bei 120 Uml./min.

Fig. 3.

Steuerung des Niederdruckzylinders.

Auf der Zeche Preußen II der Harpener Bergbau-A.-G. ist seinerzeit eine der ersten elektrischen Fördermaschinen Deutschlands aufgestellt worden. Die durch drei Dampfmaschinen der Sächsischen Maschinenfabrik angetriebenen Drehstromgeneratoren der AEG von je 500 KW lieferten den erforderlichen Strom. Diese Fördermaschine ist jetzt nicht mehr leistungsfähig genug und muß durch eine größere ersetzt werden. Es ist nun bemerkenswert, daß wieder eine Dampffördermaschine an die Stelle der elektrischen treten soll; ausschlaggebend für diesen Entschluß sind die hohen Anlagekosten der elektrischen Förderung gewesen.

In Belgien und Nord-Frankreich scheinen im Hüttenbetriebe fast ausschließlich liegende Maschinen Verwendung zu finden. Die sonstigen Verhältnisse sind im wesentlichen dieselben wie in Deutschland, nur wird in Frankreich in der Regel der Dampf auch im Hochdruckzylinder durch Corliss-Hähne und eine Ausklinksteuerung verteilt, so daß man dort auf höhere Dampfspannung und wesentliche Ueberhitzung verzichten muß. Die Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge baut eine Dampfmaschine, die aus dem Bestreben hervorgegangen ist, den schädlichen Raum und damit den Dampfverbrauch auf einen sehr kleinen Betrag herabzusetzen. Die Einlaßventile sind in den Deckeln angeordnet, welche gleichzeitig durch den Frischdampf geheizt werden, Fig. 6. Die Ventile bewegen sich

Fig. 6.

Ausklinksteuerung der Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge.

Leistung mit gleichzeitiger Aenderung der Füllung), geschlossener Kurbelkasten und selbsttätige Schmierung der umlaufenden Teile. Sie werden mit Leistungen von 100 bis etwa 750 KW und Umlaufgeschwindigkeiten von 450 (bei kleinerer Leistung) bis 300 Uml./min (bei größerer Leistung) ausgeführt. Bei liegenden Maschinen und stehenden mit offenem Gehäuse ist die Umlaufzahl geringer (rd. 100 i. d. Min.). Als kennzeichnendes Beispiel englischer Konstruktion, die eckige Formen bevorzugt, sei die Corliss-Ausklinksteuerung einer liegenden Verbundmaschine von Yates & Tom, Blackburn, erwähnt, Fig. 8. Die Ausklinkung wird durch den Winkelhebel *a* je nach der Stellung des Reglers früher oder später bewirkt. Die im Jahre 1905 erbaute Maschine leistet bei 80 Uml./min 1500 KW und ist im Kraftwerk der Powell Duffryn Steam Coal Co. Ltd. zu Aberaman in Süd-Wales aufgestellt. Das Kraftwerk enthält außerdem eine Zoelly-Frischdampfturbine von Escher, Wyß & Co. von 2500 KW bei 1500 Uml./min (Baujahr 1910) und eine stehende Curtis-Turbine von der British Thomson Houston Co. in Rugby von 2500 KW bei 1500 Uml./min (Baujahr 1908), die mit 6 Druckstufen arbeitet.

Der Grund für die häufige Verwendung stehender, raschlaufender Maschinen in England dürfte darin zu suchen sein, daß man dort gezwungen ist, den Grund und Boden besser auszunutzen als anderwärts. Die Herstellungskosten solcher Maschinen sind zweifellos niedriger als die langsam laufender Maschinen mit Füllungsregelung. Jedoch dürfte die Dampfausnutzung schlechter sein als die in Maschinen auf dem Festlande, zumal in England nicht selten ohne Kondensation des Dampfes gearbeitet wird; Ueberhitzung ist dagegen meist vorhanden. Auf dem Festlande wiederum dürften die mit hohem Anfangsdruck und hoher Ueberhitzung arbeitenden Ventilmaschinen in Deutschland und Belgien den reinen Corliss-Maschinen in Frankreich in wirtschaftlicher Hinsicht vorzuziehen sein.

Die Maschinen werden fast ausschließlich im Lande selbst hergestellt.

wagerecht, so daß der schädliche Raum sehr klein ausfällt; sie werden durch eine Ausklinksteuerung betätigt, deren Wirkungsweise aus Fig. 6 ersichtlich ist. Nachteilig bei der gewählten Anordnung ist die große Masse der Teile, die beim Ausklinken durch die Feder beschleunigt werden müssen. Für den Auspuff ist im Deckel ein Rahmenschieber mit vierfacher Eröffnung angeordnet, der von der Steuerwelle aus durch Exzenter angetrieben wird. Fig. 7 zeigt die Ansicht einer Maschine von 150 PS_e und 140 Uml./min. Man hat dort auch versucht, den Dampfverbrauch durch Heizen des Kolbens zu verbessern, jedoch ohne nennenswerten Erfolg.

Im Gegensatze zu den genannten Ländern ist in England eine stehende raschlaufende Maschinenart vorherrschend. Obwohl diese Maschinen von vielen Firmen gebaut werden, sind die Kennzeichen doch fast immer dieselben: zwei- oder dreifache Expansion ohne Mantel-, Deckel- und Aufnehmerheizung, Dampfverteilung durch Kolbenschieber, Regelung durch Drosseln (nur bei größerer

Fig. 7.

150 pferdige Dampfmaschine der Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge.

4) Frischdampf-Turbinen.

Die meiste Verbreitung haben in Rheinland-Westfalen wohl die Turbinen von Brown, Boveri & Cie., und zwar in der Ausführung als reine Reaktionsturbine. Die neuere Ausführung mit einem Gleichdruckrad im Hochdruckteil, die wegen des geringeren Dampfverbrauches bei schwacher Belastung in Kraftwerken mit häufig wechselnder Belastung vorzuziehen ist, findet sich bis jetzt nur vereinzelt. Die AEG-Turbinen scheinen weniger zahlreich vertreten zu sein. Erwähnenswert ist das Dampfturbinen-Kraftwerk des Hörder Bergwerks- und Hüttenvereines, das mit einem großen Gasmaschinenwerk parallel arbeitet. Es ist mit 3 AEG-Turbinen von 1000, 1200 und 3000 KW ausgerüstet, von denen die beiden älteren je zwei Druckstufen haben und mit Naßluftpumpen versehen sind, während die 3000 KW-Turbine aus dem Jahre 1910 ein Hochdruck-Gleichdruckrad mit zwei Geschwindigkeitstufen sowie neun Gleichdruckstufen im Niederdruckteil hat. Die Kondensation ist bei dieser Turbine mit einer Strahlluftpumpe, Bauart AEG, versehen, die zu-

Fig. 8.

Corliss-Ausklinksteuerung von Yates & Tom.

sammen mit der Kühlwasser-Kreiselpumpe durch eine Dampfturbine angetrieben wird. Zwei Turbinen gleicher Bauart von 4000 KW Leistung sind unlängst in der Dortmunder Union aufgestellt worden; sie sollen den Strom für eine elektrisch betriebene Walzenstraße liefern. Neben den Turbinen von Brown, Boveri & Cie. und von der AEG sind in Rheinland-Westfalen im wesentlichen Zoelly-Turbinen von Schüchtermann & Kremer sowie Escher, Wyß & Co. und Turbinen der Gutehoffnungshütte in Betrieb.

Fig. 9.

2000 KW-Turbinen von Willans & Robinson im Kraftwerk Grangetown.

Die in Belgien aufgestellten Turbinen stammen, soweit ich sie gesehen habe, sämtlich von deutschen Firmen, vorzugsweise von der AEG und zu einem kleineren Teile von Brown, Boveri & Cie. Von letzterer Firma sind auch im nordfranzösischen Industriebezirk mehrere Turbinen bezogen; z. B. war bei den Bergwerken von Lens (Pas de Calais) damals gerade eine Kraftanlage mit drei Turbinen von je 1750 KW fertiggestellt worden, die zur Aushülfe dienen soll. Das Werk macht, ebenso wie die andern der dortigen Gegend, einen vorzüglichen Eindruck; s. a. Fig. 23 (S. 1290).

Daß in England die meisten Turbinen von Parsons & Co. geliefert sind, darf nicht Wunder nehmen. Neben Turbinen von anderen englischen Firmen finden sich aber nicht selten solche, die auf dem Festlande gebaut sind (AEG, Brown, Boveri & Cie., Escher, Wyß & Co.). Als besonders bemerkenswert darf es gelten, daß für das neuste Kraftwerk der Newcastle-upon-Tyne Electrical Supply Co. in Dunston bei vorläufig drei 8000 KW-Turbinen zwei AEG-Turbinen mit selbsttätiger Düsenregelung gewählt worden sind. Auch die dritte Turbine ist mit einem Hochdruck-Gleichdruckrad ausgerüstet, wohl ein Beweis dafür, daß man jetzt auch in England reine Reaktionsturbinen als nicht geeignet für Kraftanlagen ansieht. Dementsprechend baut jetzt auch Parsons für solche Zwecke seine Turbinen mit einem Gleichdruckrad im Hochdruckteil.

Fig. 10 und 11.

Schaufelung der 2000 KW-Turbine von Willans & Robinson.

Was die Betriebsicherheit der verschiedenen Turbinenbauarten anbelangt, so kann sie allgemein als recht groß bezeichnet werden, wenn man von solchen Betriebstörungen absieht, die gelegentlich durch besondere Umstände veranlaßt werden. So wurden bei einer Turbine von Brown, Boveri & Cie. Schaufelzerstörungen einmal dadurch hervorgerufen, daß Teile des Siebes, das in die Dampfzuleitung zum Zurückhalten von Fremdkörpern eingebaut ist, in die Turbine gelangten. Das Sieb war nämlich im Laufe der Zeit verrostet und zerbrochen. Ein interessanter Fall von Schaufelzerstörungen wurde mir in der Kraftanlage Grangetown der Cleveland and Durham Electrical Power Co. mitgeteilt. Dort stehen vier 2000 KW-Turbinen von Willans & Robinson, Fig. 9, deren Schaufeln mit ⊔-förmigen Ringen nach Fig. 10 und 11 versehen waren. Falls die Trommel das Gehäuse berührt, sollen sich die Ringe außen abschleifen. Tatsächlich sind sie aber zu steif im Verhältnis zu den Schaufeln und bewirken, wenn sie zum Schleifen kommen, daß die Schaufeln am Grunde herausgerissen werden. Im Hochdruckteil einer Turbine ist dies zweimal vorgekommen. Parsons führt daher neuerdings die Schaufeln am Ende zugespitzt aus, damit sie sich beim etwaigen Schleifen abnutzen oder um biegen.

5) Abdampf und Zweidruckturbinen.

Die Zahl der Abdampfturbinen ist noch verhältnismäßig klein. Es ist aber zu berücksichtigen, daß überhaupt erst wenige Jahre seit ihrer Einführung verflossen sind. Außerdem nimmt ihre Verbreitung stark zu: allenthalben ist im In- und Auslande die Aufstellung von Abdampfanlagen in Angriff genommen oder geplant. Eine größere derartige Anlage ist vor einiger Zeit auf der Dortmunder Union ausgeführt worden. Dort befinden sich drei Abdampfturbinen der Bergmann-Elektrizitäts-Gesellschaft, die den Abdampf einer Walzenzugmaschine von 10000 PS Höchstleistung verwerten. Gar nicht scheint der Abdampf bisher in Belgien verwertet zu sein, was sich vielleicht aus der allgemeinen Rückständigkeit der dortigen Kohlengruben erklären läßt. Große Fortschritte in der Ausnutzung des Abdampfes hat England gemacht. Dort sind, wie auch in Frankreich, vorherrschend Rateau-Turbinen in Gebrauch, während in Deutschland Abdampfturbinen der verschiedensten Bauarten arbeiten. Eine bemerkenswerte Vereinigung von Kolbenmaschinen mit einer Abdampfturbine findet sich im Victoria-Kraftwerk der Ebbw Vale Steel, Iron and Coal Co. in Süd-Wales, Fig. 12. Ursprünglich enthielt das Werk vier stehende Verbundmaschinen von je 180 KW Leistung bei 380 Uml./min. Als die verfügbare Leistung nicht mehr ausreichend war, entschloß man sich, zwischen die Maschinen und die vorhandene Einspritzkondensation mit barometrischem Abfallrohr eine Abdampfturbine von Belliss & Morcom, Ltd. einzubauen. Die Turbine leistet bei 1800 Uml./min 500 KW, und die erzielte Mehrleistung der ganzen Kraftanlage beträgt rd. 200 KW. Eine Vereinigung von Frischdampfturbinen mit einer Abdampfturbine ist bei der Coltness Iron Co., Ltd. in Newmains, Schottland, aufgestellt worden. Vier Parsons-Turbinen von je 150 PS dienen zum Antriebe von Parsons-Turbogebläsen, welche die Gichtgase durch die Vorrichtungen zur Gewinnung der Nebenerzeugnisse den Gichtgasmaschinen zudrücken — die Hochöfen werden mit Kohle beschickt. Von diesen Turbinen geht der Dampf ohne Vermittlung eines Wärmespeichers zu einer Rateau-Abdampfturbine von Fraser & Chalmers, Fig. 13, die bei 2100 Uml./min 500 KW leistet. Die Anlage arbeitet durchaus zufriedenstellend.

Auch die wirtschaftlicher arbeitenden Zweidruckturbinen sind bereits überall eingeführt worden. England scheint in der Einführung dieser Turbinenart einen Vorsprung vor dem Festlande zu haben. Die meisten dortigen Zweidruckturbinen sind ebenfalls Rateau-Turbinen mit Rateau-Steuerung, welche grundsätzlich wie die in Z. 1911 S. 381 beschriebene Steuerung arbeitet.

Die Abdampf- und Zweidruckturbinen werden durchweg im Lande selbst hergestellt.

6) Kondensationsanlagen.

In Deutschland findet sich bei Dampfmaschinen meist Einspritzkondensation, bei Turbinen dagegen Oberflächenkondensation. Das Kondensat und die Luft werden bei den Kolbenmaschinen häufig durch eine gemeinsame Naßluftpumpe, bei den Turbinen dagegen getrennt abgesaugt. Die Luft wird neuerdings vielfach durch umlaufende Luftpumpen, Bauart Westinghouse-Leblanc oder AEG, abgesaugt, die bei den neueren, von der AEG gebauten Anlagen durch eine Dampfturbine angetrieben werden. Besonders die von Balcke & Co. ausgeführte Westinghouse-Leblanc-Luftpumpe ist sehr verbreitet.

Fig. 12.

Victoria-Kraftwerk der Ebbw Vale Steel, Iron and Coal Co.

Fig. 13.

Rateau-Abdampfturbine von Fraser & Chalmers auf den Coltness-Eisenwerken in Schottland.

Im Gegensatze zu Deutschland findet man in England häufig auch bei Dampfturbinen Einspritzkondensation, und zwar vielfach in Verbindung mit einem barometrischen Abfallrohr und einer Luftpumpe, obwohl Oberflächenkondensation wahrscheinlich wirtschaftlicher sein würde. Die beiden für England besonders erwähnten Turbinen, Fig. 12 und 13, arbeiten ebenfalls mit Einspritzkondensation. Bei Oberflächenkondensation werden Kondensat und Luft in der Regel durch eine Naßluftpumpe mit drei einfach wirkenden Zylindern abgesaugt, deren Kurbeln um 120° gegeneinander versetzt sind, und die durch einen Elektromotor mit Zahnradvorgelege angetrieben wird.

Die Verhältnisse in Belgien und Nord-Frankreich sind ähnlich wie in Deutschland, insbesondere da, wie früher erwähnt, viele Dampfturbinen und mit ihnen auch die Kondensationsanlagen aus Deutschland bezogen sind.

7) Ausnutzung der Koksofen- und der Gichtgase.

Die Koksofengase werden am häufigsten in Deutschland zum Antrieb von Gasmaschinen benutzt. England steht in dieser Beziehung weit hinter Deutschland zurück. Nebenerzeugnisse werden aus den Koksofengasen in allen Ländern überall dort gewonnen, wo eine Kokerei vorhanden ist.

Auch in der wirtschaftlichen Ausnutzung der Hochofengase haben Deutschland und Belgien einen gewaltigen Vorsprung vor Nord-Frankreich und England. Allerdings finden sich in England einige Anlagen, z. B. bei den Newport- und bei den Teesbridge-Eisenwerken, bei denen die Gichtgase zum Erzeugen von Dampf benutzt werden. Der Dampf dient zunächst zum Betriebe von Gebläsemaschinen und wird dann in Abdampfturbinen weiter ausgenutzt. Dieser Weg ist vielleicht ebenso wirtschaftlich wie der der unmittelbaren Ausnutzung der Gase in Gasgebläsen und Gasdynamos.

8) Gasmaschinen.

Die deutsche Großgasmaschine ist auf einer hohen Stufe der Entwicklung angelangt. Im folgenden seien einige Richtlinien angegeben, nach denen sich die jüngste Entwicklung vollzogen hat. Am gebräuchlichsten ist die doppelt wirkende Reihen-Viertaktmaschine; neuerdings hat man sogar mit der Aufstellung von Reihen-Zwillingsmaschinen begonnen. Eine der ersten Maschinen dieser Art ist seinerzeit in dem Kraftwerke der Zeche Prinzregent bei Bochum aufgestellt worden, eine Koksofen-Gasmaschine von 3750 KW, deren Abmessungen gewaltig sind. Das Gewicht des Schwungrades mit den Magnetpolen beträgt 112 t; es hat 2mal acht Arme und ist aus vier Teilen hergestellt; die Teile sind nur durch Schrumpfringe verbunden, Fig. 14. Der äußere Durchmesser beträgt 6300 mm Die viermal gelagerte Kurbelwelle wiegt 61 t, die Gegengewichte sind mit den Kurbelarmen aus einem Stücke geschmiedet; die Rahmen werden ohne Versteifungsstangen ausgeführt, was natürlich billiger ist.

Fig. 14.

Schwungrad von 6300 mm äußerem Dmr. der 3750 KW-Koksofen-Gasmaschine im Kraftwerk der Zeche Prinzregent.

Stehende Gasmaschinen habe ich in Deutschland gar nicht, im Auslande bisweilen angetroffen, z. B. wurde in der Zentrale Marihay der Société Ougrée Marihay in Belgien eine stehende Koksofen-Gas-

Fig. 15 und 16.
Stehende Gasmaschine der British Westinghouse Co.
Maßstab 1 : 35.

maschine von 500 PS_e bei 300 Uml./min aufgestellt. Sie hat vier einfach wirkende Zylinder, von denen je zwei dicht nebeneinander angeordnet sind. Sie wird durch wagerechte ungekühlte Kolbenschieber gesteuert; die beabsichtigte Kühlung erwies sich als zu umständlich. Die Schieber werden von einer wagerechten, in Höhe des Zylinderkopfes liegenden Steuerwelle aus betätigt. Die Dynamomaschine ist unmittelbar mit der Gasmaschine gekuppelt und kann zu deren Anlassen als Elektromotor geschaltet werden. Betriebsergebnisse lagen seinerzeit noch nicht vor. Eine andre stehende Viertaktgasmaschine der British Westinghouse Co. ist seit dem Jahre 1910 in dem Kraftwerke der Cochrane Iron Co. in Cargo Fleet bei Middlesbrough in Betrieb, s. Fig. 15 und 16. Sie hat sechs einfach wirkende Zylinder, von denen je zwei übereinander angeordnet sind, und leistet bei 350 Uml./min 235 KW. Die an seitlichen Ventilnestern sitzenden Ein- und Auslaßventile werden durch Nocken von einer tief liegenden Steuerwelle aus angetrieben. Die Maschine hat Füllungsregelung, und zwar verstellt der Regler Drosselklappen in der Gas- und der Luftleitung. In halbjährigem Betriebe soll die Maschine, die elektrisch angelassen wird, sehr zufriedenstellend gearbeitet haben.

Die Maschinengröße ist in den letzten Jahren stetig gesteigert worden. Die Zylinder werden jetzt schon mit 1300 mm Bohrung und 1400 mm Hub ausgeführt. Vier solcher Maschinen von je 2100 KW sind bezw. werden im Gasmaschinen-Kraftwerk der Gewerkschaft Deutscher Kaiser in Bruckhausen aufgestellt. In dieser großartigen Kraftanlage werden nach ihrer Vollendung die überschüssigen Gichtgase von 11 Hochöfen von je 450 t Tagesleistung ausschließlich in Gasmaschinen ausgenutzt werden. Die Anordnung dieses Werkes, das wohl das bedeutendste seiner Art ist, ist aus Fig. 17 zu ersehen. Der ganze Raum besteht aus zwei Hallen, die je mit einem 40 t-Kran ausgerüstet sind. In der einen Halle stehen sämtliche Maschinen zum Erzeugen von elektrischem Strom, in der andern die Gasgebläsemaschinen und eine Kälteanlage zum Trocknen des Hochofenwindes nach dem Gayleyschen Verfahren. Zwischen beiden Hallen befinden sich in halber Höhe die elektrische Schaltanlage und Räume für das Betriebspersonal, das von dort aus beide Hallen überblicken kann.

Fig. 17.
Kraftwerk der Gewerkschaft Deutscher Kaiser in Bruckhausen.

In dem Werke sind ausschließlich Thyssensche Reihen-Viertaktmaschinen aufgestellt. Die ältesten Maschinen von 1400 KW Leistung stammen aus dem Jahre 1906. Sämtliche Maschinen arbeiten mit 94 Uml./min und erzeugen Drehstrom von 5300 V. Die Maschinen zum Erzeugen des

elektrischen Stromes sind nicht mit einer Einrichtung versehen, die es gestattet, die Belastung der Maschine vom Schaltbrett aus zu ändern, da eine solche Einrichtung sich bei Gasmaschinen als nicht zweckmäßig erwiesen hat.

Fig. 18.

Ausklinksteuerung für eine Versuchsgasmaschine.

Beim Parallelschalten und Belasten oder Entlasten einer Maschine verständigen sich Schalttafelwärter und Maschinist durch Zeichengeben mit roten und grünen Lampen, eine Einrichtung, die sich gut bewährt hat. Erwähnenswert ist noch eine vierzylindrige Stahlwerk-Gasgebläsemaschine von 1200 mm Bohrung und 1400 mm Hub, deren Schwungrad mit schmiedeisernen Armen versehen ist, da durch das Zu- und Abschalten der Luft in den Birnen starke Stöße auf die Maschine übertragen werden, denen Gußeisen nicht standhält.

Die neuesten Maschinen werden durch Verstellen einfacher Drosselklappen in der Gas- und Luftleitung geregelt, und zwar so, daß mit einer zusammengesetzten Misch- und Drosselregelung gearbeitet wird. Zwei mit dieser Regelung versehene Thyssensche Koksofen-Gasmaschinen auf der Zeche Pluto der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G. von 2000 PS bei 94 Uml./min haben sich ausgezeichnet bewährt. Daher soll diese Regelung in Zukunft auch für Gichtgasmaschinen angewendet werden. Eine weitere wesentliche Neuheit bei den Maschinen besteht darin, daß Gas- und Luftzufuhr mit der Hand durch einen Kolbenschieber oder durch eine Drosselklappe für beide Zylinderseiten getrennt eingestellt werden können. Dies ist erwünscht, damit man kleine Verschiedenheiten in der Steuerung, in der Zündung und der Größe des Kompressionsraumes ausgleichen kann. Besonders wertvoll ist die Möglichkeit, daß auf einer Zylinderseite das Gas ganz abgestellt werden kann, falls dort viele Fehlzündungen auftreten sollten. Bei Vorhandensein nur einer Gas- und Luftklappe für beide Seiten müßte gleich der ganze Zylinder abgeschaltet werden. Bei den meisten Koksofen-Gasmaschinen, wo die Möglichkeit getrennter Gasabstellung auf beiden Zylinderseiten nicht vorhanden war, hat sich im Betriebe die Notwendigkeit dieser Einrichtung herausgestellt, so daß die Maschinen entsprechend umgeändert worden sind. Dies war z. B. der Fall bei der großen Kraftanlage des Eschweiler Bergwerk-Vereines in Ahlsdorf bei Aachen.

Fig. 21.

Ausgleichpendel für die Maschine Fig. 20.

Die meisten Maschinen, die heute im Betriebe sind, werden durch eine Steuerung geregelt, und zwar herrscht eine zusammengesetzte Regelung vor. Reine Drosselregelung ist häufig in Mischregelung umgeändert worden. Die Aenderung der Gas-

Fig. 19.

Koksofen-Gasmaschine auf den Gruben von Lens.

Fig. 20.

Nürnberger Koksofen-Gasmaschine der Gewerkschaft Konstantin der Große.

menge durch eine Ausklinksteuerung scheint grundsätzlich falsch zu sein. So hat z. B. eine der ersten Versuchsmaschinen einer großen rheinischen Firma mit der in Fig. 18 dargestellten Gassteuerung wenig befriedigt. Es ist wahrscheinlich, daß die Schichtung des Gemisches einigermaßen erhalten bleibt, so daß sich an den Zündstellen ein gasarmes, also wenig zündfähiges Gemisch befindet. Auch eine Koksofen-Gasmaschine französischer Bauart, Fig. 19, die auf den Gruben von Lens in Nordfrankreich aufgestellt und mit einer Ausklinksteuerung, ähnlich der neuen Collmann-Steuerung, in der Gaszuleitung ausgerüstet ist, hat sich nicht bewährt.

Das Kolbenkühlwasser soll wegen der gegenseitigen Verunreinigung von Oel und Wasser nicht frei, sondern durch ein Posaunen- oder Gelenkrohr abgeführt werden. Darüber, ob es zweckmäßig ist, die Auslaßventile ungekühlt auszuführen, läßt sich ein abschließendes Urteil noch nicht fällen; vielfach haben Maschinen mit ungekühlten Ventilen für Gichtgas und sogar solche für Koksofengas störungsfrei gearbeitet, während an andern Orten bei vollbelasteter Maschine Störungen eintraten. Bei Gichtgas-Gebläsemaschinen dürften wegen der geringeren Umlaufzahl ungekühlte Auslaßventile ohne weiteres anwendbar sein.

Die meisten Maschinen in Rheinland-Westfalen stammen von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg sowie von Thyssen & Co. Die von der Friedrich-Wilhelms-Hütte gebauten Nürnberger Maschinen werden ohne Versteifungsstangen am Rahmen ausgeführt, da Versuche ergeben haben, daß solche nicht notwendig sind. Die Fundamente stellt die Friedrich-Wilhelms-Hütte neuerdings aus Eisenbeton her. Unangenehme Erfahrungen in bezug auf die Massenwirkungen hat man mit einer Nürnberger Koksofen-Gasmaschine von 700 KW, Fig. 20, gemacht, die bei Schacht 1/2 der Gewerkschaft Konstantin der Große aufgestellt ist. Die Massenkräfte der Maschine machten sich in der Nachbarschaft störend bemerkbar, und zwar sollen sich die nächsten Häuser um 1 bis 2 mm bewegt haben. Man versuchte diesem Uebelstande dadurch abzuhelfen, daß man an der Rückseite der Maschine ein Pendel mit einem schweren Gewicht anbrachte, Fig. 21, das mit der hinteren Verlängerung der Kolbenstange gekuppelt wurde und die Massenkräfte von der Umgebung fernhalten sollte. Durch eine derartige Einrichtung kann theoretisch eine wagerechte, auf den umgebenden Erdboden wirkende Kraft vermieden werden, wenn z. B. die beiden Hebelarme des Pendels gleich lang und das Gewicht des Pendels gleich dem Gewicht der hin- und hergehenden Massen gemacht wird. Es bleibt dann allerdings ein Kräftepaar bestehen, das die Maschine mit dem Fundament hochzukippen sucht, und dem durch ein Kräftepaar, herrührend von Maschinen- und Fundamentgewicht, das Gleichgewicht gehalten werden muß. Der Erfolg war daher wenig befriedigend, so daß das Pendel wieder abgekuppelt wurde. Besondere Schwierigkeiten machte die Schmierung des oberen schwingenden Pendellagers. Die Verbreitung der Thyssenschen Gasmaschine ist im Zunehmen begriffen; z. B. wird die Leistungsfähigkeit des Gichtgas-Kraftwerkes des Hörder Bergwerks- und Hüttenvereines, das bisher mit Deutzer Maschinen ausgerüstet war, durch Aufstellung zweier Reihen-Zwillingsmaschinen von Thyssen & Co. gesteigert, die je 4600 PS_e leisten werden und zum Antrieb einer elektrischen Walzenstraße bestimmt sind. Die neuesten Gasmaschinen der Dortmunder Union sind ebenfalls von Thyssen geliefert. Dagegen ist das Kraftwerk des Eisenwerkes Hoesch im wesentlichen mit Maschinen von Ehrhardt & Sehmer ausgerüstet.

Fig. 22.

Steuerung einer Reihen-Viertaktgasmaschine von 1500 PS_e der Gutehoffnungshütte.

Die Gutehoffnungshütte hat vor etwa 2 Jahren eine neue Reihen-Viertaktmaschine von 1500 PS_e bei 94 Uml./min ausgeführt. Die wesentliche Neuerung an der Maschine besteht darin, daß das Mischventil mit dem Einlaßventil gleichachsig angeordnet ist, und daß seine Bewegung von der des Einlaßventiles abgeleitet wird, Fig. 22. Der Regler greift durch Verschieben eines Kurvenstückes ein, wodurch der

Hub des Mischventiles verändert wird. Diese Art der Regelung und der Steuerung hat sich sehr gut bewährt. Der Aufbau der Maschine entspricht dem in Deutschland üblichen.

Zweitaktmaschinen für Dynamobetrieb finden sich in Deutschland nur selten; einige Oechelhaeuser-Maschinen auf der Dortmunder Union wurden als sehr betriebsicher gelobt.

Die Gasmaschinen von Cockerill in Belgien sind ebenfalls gut und betriebsicher, werden aber nur für kleinere Leistungen ausgeführt als die deutschen, die sich übrigens auch in größerer Zahl in Belgien und in Frankreich finden; z. B. stehen in der bei Mons in Belgien gelegenen Kraftanlage der Société an. de la Providence vier 1908 gelieferte Thyssensche Reihenmaschinen von je 1500 PS_e und drei Thyssensche Gasgebläse von je 1200 PS_e (1908) neben zwei Gasgebläsen von Cockerill (1906). Bei den Gruben von Lens ist im Jahre 1909 ein Kraftwerk mit drei Koksofen-Gasmaschinen errichtet worden, Fig. 23, die von der MAN geliefert sind. Eine Koksofen-Gasmaschine französischen Ursprunges hat, wie bereits erwähnt, nicht befriedigt.

Rückständig ist der Großgasmaschinenbau auch in England. Die von englischen Firmen hergestellten Maschinen haben verhältnismäßig kleine Leistung und befriedigen wenig. Zwei doppeltwirkende Zweitaktmaschinen von Mather & Platt für Koksofengas, die bei der Shelton Steel Iron and Coal Co. in Stoke-on-Trent aufgestellt sind, haben sehr viele Ausbesserungen erfordert. Insbesondere war der Verschleiß der Zylinder sehr groß; dabei beträgt die Leistung jeder Maschine nur 250 KW bei 107 Uml./min. Auch die von derselben Firma gebauten Körtingschen Zweitaktmaschinen haben verschiedentlich nicht zufriedengestellt. Die bekannten Premier-Motoren wurden bei den Eisenwerken von Sir Alfred Hickmann in Wolverhampton als betriebsicher bezeichnet; es sind dort 14 Maschinen mit einer Gesamtleistung von rd. 7500 PS aufgestellt. Dieses Werk ist übrigens eines der wenigen in England, wo die Gichtgase zum größten Teil für Maschinenbetrieb benutzt werden. Im Gegensatz zu den hier gewonnenen guten Erfahrungen stehen die der Cargo Fleet-Eisenwerke bei Middlesbrough. Zwei dort aufgestellte Premier-Motoren haben nicht befriedigt, da die Maschinen viele Ausbesserungen verursacht haben.

Fig. 23.

Kraftwerk mit Koksofen-Gasmaschinen für die Gruben von Lens, gebaut von der MAN.

Fig. 24.

Cockerill-Gasmaschine, gebaut von Richardson & Westgarth für die Coltness-Eisenwerke.

Bewährt haben sich dagegen die von Richardson & Westgarth gebauten Maschinen, die allerdings ursprünglich eine genaue Nachahmung der Cockerill-Maschinen waren und nur im Laufe der Zeit etwas abgeändert worden sind. Besonders hingewiesen sei auf drei dieser Maschinen bei den Coltness-Eisenwerken bei Glasgow, von denen eine zum Antrieb einer Dynamomaschine von 900 KW, Fig. 24, die anderen beiden zum Antriebe von Hochofengebläsen dienen. Die Betriebsergebnisse dieser Maschinen sind vorzüglich; eine von ihnen wurde seinerzeit nach siebzehnmonatigem Betrieb gereinigt, eine zweite lief schon seit dreizehn Monaten ohne Unterbrechung. Sehr gute Erfahrungen hat man auch mit Oechelhaeuser-Maschinen gemacht. Die Firma Beardmore & Co. bei Glasgow befaßt sich nämlich seit einigen Jahren mit dem Bau dieser Maschinenart und hat die neuen Kraftanlagen ihres Werkes Parkhead und auf ihrer Werft in Dalmuir ausschließlich mit Oechelhaeuser-Maschinen für Kraftgas ausgerüstet. Die Maschinen werden bis zu 1000 PS Leistung bei 125 Uml./min gebaut. Die in Dalmuir aufgestellten Maschinen haben eine Gesamtleistung von 5300 PS_e.

Einige Kraftanlagen Englands sind außerdem mit deutschen Maschinen ausgerüstet, die sich auch hier gut bewährt haben.

Fig. 25 zeigt ein bei den Kohlengruben von Bargoed in Süd-Wales liegendes Kraftwerk, das mit drei Nürnberger Koksofen-Gasmaschinen von zusammen 6000 PS_e Leistung ausgerüstet ist. Zwei Maschinen haben vier doppeltwirkende Zylinder in Reihenzwillings-Anordnung. Ein großes Hochofenwerk bei Barrow-in-Furness hat ebenfalls zwei Nürnberger Koksofen-Gasmaschinen mit zusammen rd. 2200 PS_e Leistung. In diesem Werke sowie in den Park Gate-Eisenwerken in Rotherham arbeiten sieben von der Gutehoffnungshütte gebaute Gichtgas-Gebläsemaschinen mit einer Gesamtleistung von 5400 PS_e.

Die Ursache dafür, daß England nicht imstande ist, gute und leistungsfähige Gasmaschinen eigener Konstruktion zu bauen, dürfte darin zu suchen sein, daß man in England viel später als anderwärts begonnen hat, die Gichtgase unmittelbar in Maschinen auszunutzen, so daß keine Anregung zum Bau von Großgasmaschinen vorhanden war.

Fig. 25.

Kraftwerk der Kohlengruben von Bargoed mit Nürnberger Koksofen-Gasmaschinen.

9) Leistung der Reservemaschinen.

Ueber die Größe der Reserven gibt die folgende Zahlentafel Aufschluß, in der die Zahlen für die verschiedenen Länder und die verschiedenen Maschinenarten angegeben sind, die miteinander parallel arbeiten.

Größe der Reserven in vH der installierten Leistung.

Triebkraft	Deutschland	Belgien	Nord-Frankreich	England	insgesamt
Dampfmaschinen	38	0	21	31,5	29,9
Dampfturbinen (einschließlich Abdampf- und Zweidruckturbinen)	33,3	0	—	25,5	25,0
Gasmaschinen	30,5	22	—	34,5	29,8
Dampfmaschinen und Dampfturbinen	32,3	40,6	—	27,1	31,2
Dampf- und Gasmaschinen	32,6	33,3	—	27,6	31,4
Dampfturbinen und Gasmaschinen	26,8	—	—	—	26,8
Dampfmaschinen, Dampfturbinen und Gasmaschinen	27,4	20,4	42,1	33,4	32,9

Aus der Zusammenstellung ergibt sich die wichtige Tatsache, daß dort, wo Gasmaschinen vorhanden sind, die Reserve nicht größer ist als in Kraftanlagen, die nur mit Dampfmaschinen arbeiten. Dies darf als ein Beweis dafür gelten, daß heutzutage der Betriebsicherheit von Großgasmaschinen ein ebenso großes Vertrauen entgegengebracht wird wie der von andern Kraftmaschinen. In Belgien scheint die Ausnutzung der vorhandenen Kraftmaschinen größer zu sein als anderwärts; diese Ermittlung deckt sich mit einer Mitteilung, die mir an Ort und Stelle gemacht wurde. Dafür liegt anderseits die Gefahr vor, daß bei einer Betriebstörung an einer Kraftmaschine ein Teil des Betriebes lahmgelegt wird. Zusammenfassend läßt sich sagen, daß etwa ein Viertel bis ein Drittel der Leistung der insgesamt aufgestellten Maschinen als Reserve dient, oder auch, daß ein Drittel bis zur Hälfte der abzugebenden Leistung in den Reserven vorhanden sein muß.

Zusammenfassung.

Es werden die Ergebnisse einer Studienreise mitgeteilt, welche die Besichtigung elektrischer Kraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken zum Ziele hatte. Es konnte gezeigt werden, daß in bezug auf die Art der verwendeten Kraftmaschinen wesentliche Unterschiede in den besuchten Ländern bestehen. Die Verwendung der verschiedenen Kraftmaschinen wird kurz besprochen, und es werden auch einzelne bemerkenswerte Konstruktionen vorgeführt. Die ersten Abschnitte behandeln die Verwendung der elektrischen Kraftübertragung und die Anlage der Kraftwerke, der letzte Abschnitt die Größe der Reserven.

Zur Ermittlung der Schwingungen im Wasserschloß.[1])

Von **Ph. Forchheimer**.

In der Behandlung der Frage der Schwingungen in einem Wasserschloß haben bisher nur zwei Verfahren zu einer für den Gebrauch geeigneten Lösung geführt: es wurde nämlich entweder angenommen, daß der Druckverlust der Geschwindigkeit proportional sei[2]), oder es wurden an Stelle der Differentiale kleine aber endliche Differenzen eingeführt und schrittweise die Spiegeländerungen berechnet[3]). Hier soll gezeigt werden, daß sich das Ansteigen des Wasserschloßspiegels bei plötzlichem Schluß der vom Wasserschloß (zur Turbine) abgehenden Leitung ähnlich wie die Schwingung in einer Kammerschleuse[4]) ohne einschränkende Annahme leicht berechnen läßt.

Es liege also eine Anlage vor, bestehend aus einem Stauweiher, dessen Fläche man als unendlich groß betrachten darf, einem Stollen vom Querschnitt F, einer Turbinenleitung und einem Wasserschloß von der Grundfläche F_1, die beträchtlich größer als der Stollenquerschnitt sei, so daß im Wasserschloß immer nur geringe Geschwindigkeiten herrschen und man die Arbeit zur Beschleunigung des Wassers im Wasserschloß nicht zu berücksichtigen braucht. Bei einer Geschwindigkeit u des Wassers im Stollen, einem Wasserspiegelunterschied z zwischen Weiher und Schloß und dem Eigengewicht γ des Wassers wird dann die Arbeit, welche das Wasser in der Zeit dt verrichtet, oder

$$\gamma F u z dt$$

zur Ueberwindung der Reibung im Stollen und zur Beschleunigung der im Stollen enthaltenen Masse $\frac{\gamma}{g} Fl$ verbraucht (wobei l die Stollenlänge bezeichnet). Die Reibung erfordert bei einem Druckhöhenverlust

$$\frac{l}{c^2 R} u^2$$

(wenn R den Profilradius bezeichnet) die Arbeit

$$\gamma F u \frac{u^2 l}{c^2 R} dt,$$

während die Beschleunigung die Arbeit

$$\frac{d}{dt}\left(\gamma \frac{Fl}{2g} u^2\right) = \gamma F u \frac{l}{g} \frac{du}{dt} dt$$

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 15 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) F. Prášil, Schweiz. Bauz. 52 (1908) S. 271, 301, 317, 333.

[3]) K. Pressel, ebenda 53 (1909) S. 57, 210.

[4]) W. Liebisch, Zeitschr. d. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 63 (1911) S. 276.

aufzehrt, so daß die Arbeitsgleichung

$$z - \frac{u^2 l}{c^2 R} - \frac{l}{g}\frac{d u}{d t} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

erfüllt sein muß. Da die Geschwindigkeit im Wasserschloß $-\frac{d z}{d t}$ beträgt und die Wassermenge, die bei geschlossener Turbinenleitung im Wasserschloß aufsteigt, aus dem Stollen kommt, gilt aber zugleich

$$u = -\frac{F_1}{F}\frac{d z}{d t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und weiter
$$\frac{d u}{d t} = -\frac{F_1}{F}\frac{d^2 z}{d t^2}.$$

Diese Werte geben, in Gl. (1) eingesetzt, als Differentialgleichung der Bewegung

$$z - \frac{l}{c^2 R}\frac{F_1^2}{F^2}\left(\frac{d z}{d t}\right)^2 + \frac{l}{g}\frac{F_1}{F}\frac{d^2 z}{d t^2} = 0$$

oder
$$\frac{d^2 z}{d t^2} - \frac{m}{2}\left(\frac{d z}{d t}\right)^2 + n^2 z = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

wobei
$$m = \frac{2 g F_1}{c^2 R F}, \quad n^2 = \frac{g F}{l F_1}$$

gesetzt ist. Die allgemeine Lösung der Differentialgleichung (2) lautet mit einer Konstanten C, die zunächst unbekannt ist:

$$\frac{d z}{d t} = \pm\sqrt{\frac{2 n^2}{m^2}(m z + 1) - C e^{m z}} \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Es werde nunmehr angenommen, daß zunächst regelmäßiger Betrieb mit der Strömungsgeschwindigkeit u_0 im Stollen herrsche. Dann werde zur Zeit $t = 0$ der Abfluß aus dem Wasserschloß plötzlich gehemmt, wodurch das Wasser vermöge seiner Trägheit in letzterem aufsteigen muß, und zwar zunächst mit der Geschwindigkeit

$$\frac{F}{F_1} u_0.$$

Zu dieser Zeit erleidet das Wasser im Stollen einen Druckhöhenverlust

$$h = \frac{l}{c^2 R} u_0^2,$$

und es entfällt, da der Spiegelunterschied von Weiher und Schloß dem Druckhöhenverlust gleich ist, jede Beschleunigung. Dadurch wird für die Zeit null Gl. (3) zu

$$-\frac{m}{2}\left(\frac{F}{F_1} u_0\right)^2 + n^2 h = 0$$

und Gl. (4) zu

$$\frac{F}{F_1} u_0 = \sqrt{\frac{2 n^2}{m^2}(m h + 1) - C e^{m h}},$$

so daß sich aus den letzten beiden Ausdrücken

$$C = \frac{2 n^2}{m^2} e^{-m h}$$

ergibt. Mit diesem Wert von C geht aus der allgemeinen Lösung (4) für den ersten Gang die besondere

$$\frac{d z}{d t} = \sqrt{\frac{2 n^2}{m^2}\left[m z + 1 - e^{m(z-h)}\right]} \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

hervor; und diese verwandelt sich für das Ende des ersten Ganges, also für die Ausschlagweite Z, bis zu der der Spiegel im Wasserschloß bei plötzlichem Leitungsschluß ansteigt, weil für die Ausschlagweiten $\frac{d z}{d t} = 0$ sein muß, in

$$0 = m Z + 1 - e^{m(Z-h)}$$

oder in
$$m Z + 1 - \ln(m Z + 1) = m h + 1 \quad . \quad . \quad (6).$$

Aus Gl. (6), in der Z als Erhebung über den Weiherspiegel eine negative Größe darstellt, ferner $m Z + 1 < 1$ und der Logarithmus negativ ist, kann man leicht das gesuchte Z berechnen.

Beispiel. Es werde dasselbe Beispiel behandelt, mit dem sich K. Pressel befaßt hat. Es sei nämlich die Geschwindigkeit u_0 im Beharrungszustande = 3 m/sk, der Stollenquerschnitt $F = 12.57$ qm, die Wasserfläche $F_1 = 50\,F$, die Stollenlänge $l = 4000$ m, der Druckhöhenverlust im Stollen $= l u^2 : c^2 R = 0.0001905 \cdot 4000\, u^2$ oder im Beharrungszustande $= h = 0{,}0001905 \cdot 4000 \cdot 9 = 6.859$ m. Es findet sich der Wert $m = 2 g F_1 : c^2 R F = 19.62 \cdot 0{,}0001905 \cdot 50 = 0{,}1869\ \text{m}^{-1}$, $m h + 1 = 2{,}282$ und aus der Gleichung $m Z + 1 - \ln(m Z + 1) = 2{,}282$ die Zahl $m Z + 1 = 0.1145$. Hiermit folgt die höchste Erhebung des Wasserschloßspiegels über den Weiherspiegel oder $-Z = 4.74$ m.

Bei schrittweisem Vorgang hat man an Stelle der Gleichungen (1) und (2)

$$\Delta u = \frac{g}{l}\left(z - \frac{u^2 l}{c^2 R}\right)\Delta t$$

$$\Delta z = \frac{F}{F_1} u\,\Delta t$$

und kann eine Zahlentafel für die eben angenommenen Daten berechnen[1], die nachstehend auszugweise gegeben werden soll.

Zeit	Δz	z	Δu	u
0' 00"	− 0,6000	+ 6,8590	0,0000	+ 3,0000
10"	− 0,5971	+ 6,2590	− 0,0147	+ 2,9853
20"	− 0,5915	+ 5,6619	− 0,0277	+ 2,9576
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
2' 00"	− 0.4478	+ 0.2932	− 0.0946	+ 2.2392
2' 10"	− 0,4283	− 0,1546	− 0,0975	+ 2,1417
2' 20"	− 0,4083	− 0,5829	− 0.1002	+ 2,0415
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
5' 00"	− 0,0556	− 4,5200	− 0,1137	+ 0,2780
5' 10"	− 0,0329	− 4,5756	− 0.1137	+ 0,1643
5' 20"	− 0,0102	− 4.6085	− 0.1135	+ 0,0508
5' 30"	+ 0.0125	− 4.6187	− 0,1133	− 0,0625
5' 40"	—	− 4,6062	—	—

Das schrittweise Vorgehen ist hiernach zwar genügend genau, aber beträchtlich mühsamer.

Bisher wurde der Fall behandelt, daß die Bewegung mit der Stollengeschwindigkeit u_0 begann und bei Erreichung der ersten Ausschlagweite mit null aufhörte. Herrscht umgekehrt zunächst Ruhe, und wird die Turbinenleitung dann plötzlich geöffnet, so ist u zuerst $= 0$ und am Ende des ersten Ganges $= u_0$. Im ersten Fall ist die Anfangstiefe des Wasserschloßspiegels unter dem Weiherspiegel $= 0$, die Endtiefe, der die Schwingungen zustreben, $= h$. Im zweiten Falle sind die Tiefen einfach vertauscht. Aus diesen Ursachen gilt die gefundene Größe Z in grober Annäherung auch für die größte Tiefenlage Z_q bei plötzlichem Oeffnen der Turbinenleitung. Dabei ist, weil gewissermaßen Z für Schwankungen um $u = 0$ und Z_q für Schwankungen um $u = u_0$ gilt, die dämpfende Wirkung der Reibung für Z_q größer als für Z, also der absoluten Größe nach $Z_q < Z$, so daß man bei Anwendung von Z für den Fall plötzlichen Oeffnens keine Gefahr läuft.

Im behandelten Beispiel fand Pressel, daß der Spiegel im Wasserschloß 9,798 m unter den Weiherspiegel sinken könne. Nimmt man $Z_q = Z$ an, so käme der Wasserschloßspiegel in die Tiefe $Z + h = 4.74 + 6.86 = 11{,}60$ m.

[1] Hr. cand. mech. Richard von Planner-Wildinghof hatte die Freundlichkeit, dies durchzuführen, wofür ihm bestens gedankt sei.

Bücherschau.

Die Naßbagger und die Baggereihülfsgeräte. Ihre Berechnung und ihr Bau. Von Regierungsbaumeister M. Paulmann und Regierungsbaumeister R. Blaum in Emden. Berlin 1912, Julius Springer. 247 Seiten mit 485 Figuren und 10 Tafeln. Preis 22 ℳ.

Die Literatur über das Baggerwesen ist bis auf den heutigen Tag sehr spärlich geblieben. Der Grund hierfür scheint in der Eigenart dieses Fachgebietes selbst zu liegen. Wissenschaftliche Grundlagen, in Formeln kleidbare Voraussetzungen fehlen dem Baggerbau fast gänzlich. Daher sind hier mehr als auf den meisten andern technischen Gebieten konstruktive Verbesserungen und Fortschritte zumeist Früchte der reinen praktischen Erfahrung, die vom Besitzer sorgsam gehütet und nur ungern der Oeffentlichkeit und damit dem Wettbewerb preisgegeben werden. Diesem Umstand ist es wohl zuzuschreiben, daß auch an technischen Lehranstalten

dem Baggerbau und dem Baggerwesen bis jetzt nur geringe Beachtung zuteil geworden ist.

Infolge der großzügigen Ausgestaltung unserer Seeschiffshäfen und Wasserstraßen steht nun neuerdings das Baggerwesen vor bedeutenden und umfangreichen Aufgaben. Das Interesse für dieses Sondergebiet hat daher in letzter Zeit erheblich zugenommen. Es ist deshalb auch erklärlich, daß sich das Bedürfnis nach einem den Baggerbau und das Baggerwesen umfassenden Sonderwerk in letzter Zeit stark bemerklich gemacht hat. Diesem Bedürfnis sind die Verfasser des vorliegenden Buches in glücklicher Weise entgegengekommen.

Für dessen Bewertung kommt von vornherein als wesentlicher Umstand in Betracht, daß die Verfasser über eine langjährige Praxis in einem der größten Baggerbetriebe verfügen. Demzufolge gibt das Buch nicht nur eine außerordentlich vielseitige Auskunft über alle Einzelfragen des Baggerwesens, sondern es enthält auch für den Konstrukteur wertvolle Angaben über jene besondern, aus den Forderungen des praktischen Betriebes sich ergebenden Bedingungen, die für die Ausbildung der Konstruktionselemente maßgebend sind und diesen ihre eigentümlichen Merkmale aufprägen.

Was nun die allgemeine Anlage des Werkes anbelangt, so halte ich die Einteilung in die Abschnitte: I. Beschreibung der Bagger, II. Zahlentafeln, III. Berechnung der Bagger und IV. Bau der Bagger, für zweckmäßig und der Eigenart des behandelten Stoffes angepaßt. Die zahlreichen dem Text beigefügten sehr gut ausgeführten Figuren, Photographien und Tafeln verleihen dem Buch einen ganz besondern Wert. Sie rechtfertigen vor allem auch seinen scheinbar hohen Preis.

Im I. Abschnitt ist eine große Anzahl ausgeführter Bagger- und Baggereihülfsgeräte beschrieben. Da alle Abmessungen und sonstige sich auf Maschinen, Kessel usw. beziehende Angaben im II. Abschnitt übersichtlich zusammengestellt sind, erübrigte es sich, diese im beschreibenden Text des I. Abschnittes besonders zu erwähnen. Hierdurch wurde der Umfang dieses Abschnittes verringert und sein Inhalt übersichtlicher. Es konnte auf diese Weise auch mehr Wert auf die Beschreibung der den verschiedenen Ausführungen anhaftenden besondern Merkmale gelegt werden.

Im II. Abschnitt sind die wichtigsten Daten zahlreicher ausgeführter Bagger- und Baggereihülfsgeräte in Tabellen geordnet zusammengestellt. Diese enthalten auf wenigen Seiten viel wertvolles Material, das namentlich wegen der Gewichtangaben für Entwurfarbeiten und Voranschläge brauchbare Unterlagen gibt. Der Vollständigkeit halber wären auch Angaben über die Art der Uebertragung der Maschinenbewegung auf die Turaswelle erwünscht gewesen.

Der III. Abschnitt behandelt die Berechnung der Bagger. Die Berechnung der einzelnen, namentlich der dem Verschleiß unterliegenden Teile eines Baggers einschließlich der Baggerpumpen ist wegen der vielen Zufälligkeiten, die der Betrieb mit sich bringt, nicht mit der Eindeutigkeit durchzuführen, wie dies bei den meisten andern Maschinenarten möglich ist. Dieser Tatsache Rechnung tragend, haben die Verfasser ihre Berechnungen auf eine im wesentlichen empirische Grundlage gestellt, indem sie die mit ausgeführten Baggern gemachten Erfahrungen in weitestgehendem Maße verwertet haben. Bei der Berechnung der Baggerpumpen dürfte allerdings mancher Leser eine eingehendere Bezugnahme auf die in unserer Zeit hoch entwickelte Theorie erwartet haben. Berücksichtigt man jedoch die besondern bei der Bemessung der Baggerpumpen in Betracht zu ziehenden Umstände, namentlich soweit sie sich aus der Forderung größter Einfachheit und Betriebsicherheit ergeben, die jede noch so einwandfreie Berechnung, deren Ziel ein möglichst hoher Wirkungsgrad ist, hinfällig machen, so muß anerkannt werden, daß die Verfasser hierbei besser tun, den einfacheren Weg einzuschlagen, als sich auf gewagte, den Schein der Wissenschaftlichkeit an sich tragende Untersuchungen einzulassen, deren Ergebnisse wegen der rein praktischen Forderungen doch nicht zur Geltung kommen könnten.

Der IV. Abschnitt ist dem Bau der Bagger gewidmet. Auch hier haben sich die Verfasser wiederum die Hervorhebung der praktischen Gesichtspunkte bei der Besprechung der einzelnen dem Baggerbau eigentümlichen Konstruktionseinzelheiten angelegen sein lassen. Die bewährtesten Konstruktionen sind sämtlich in sehr gut ausgeführten Figuren dargestellt, so daß auch in dieser Beziehung, was Vollständigkeit anbelangt, nichts zu wünschen übrig bleibt.

Alles in allem muß daher das Buch als ein wertvoller Zuwachs zur Literatur über den Baggerbau und das Baggerwesen bezeichnet werden. In der Reihe der hauptsächlich der Konstruktion gewidmeten Werke über dieses technische Sondergebiet gebührt ihm unbestritten die erste Stelle. Deshalb wird dem Werk auch der von den Verfassern erstrebte Erfolg, möglichst bald als unentbehrliches Hülfsmittel beim Studium des Baggerwesens und auch für den auf diesem Gebiet tätigen Konstrukteur zu gelten, nicht versagt bleiben.

Hamburg. Dr.-Ing. W. Thele.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

1837 bis 1912 Jubiläumsschrift der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz. Herausgegeben aus Anlaß des 75jährigen Bestehens im Juni 1912. 80 S. mit zahlreichen Figuren.

Das mit zahlreichen Farbendrucken und anderen Abbildungen aus den verschiedenen Betriebsabteilungen reich ausgestattete Prachtwerk schildert im ersten Abschnitt in knappen Zügen die Entwicklung des gewaltigen Werkes, des größten industriellen Werkes des Königreiches Sachsen. Die folgenden Abschnitte behandeln Entstehung, Wachsen und jetzigen Zustand der einzelnen Betriebszweige für den Bau von Lokomotiven, Dampfmaschinen, für allgemeinen Maschinenbau, für Werkzeugmaschinen, Spinnmaschinen, Webstühle und Dampfkessel. Zum Schluß werden die Transporteinrichtungen, die Stiftung „Heim“, die Arbeiterspeiseanstalt, die Fabrikfeuerwehr und die Vertreterorganisation geschildert.

Monographien über angewandte Elektrochemie. XLI. Bd.: Die elektrolytische Alkalichloridzerlegung mit starren Metallkathoden. Von Dr. J. Billiter. I. Teil. Halle a. d. S. 1912, Wilhelm Knapp. 284 S. mit 189 Fig. Preis 16,50 M.

Lehrbuch der Differential-Gleichungen. Mit den Auflösungen der Aufgaben von H. Maser. Von A. R. Forsyth. 2. Aufl., nach der dritten des englischen Originales besorgt und mit einem Anhang von Zusätzen versehen von W. Jacobsthal. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 920 S. Preis 20 M.

Meyers Handlexikon des allgemeinen Wissens. Sechste, gänzlich veränderte und neu bearbeitete Auflage. 1. Bd.: A. bis Kirka. Leipzig und Wien 1912, Bibliographisches Institut. 767 S. mit zahlreichen Figuren und Tafeln. Preis 11 M.

Lehrbuch der chemischen Technologie und Metallurgie. Unter Mitwirkung hervorragender Fachleute herausgegeben von Dr. B. Neumann. Leipzig 1912, S. Hirzel. 892 S. mit 398 Fig. und 5 Tafeln. Preis 18 M.

Fortschritte der Elektrotechnik. Vierteljährliche Berichte. 25. Jahrg. 1911, 3. Heft. Unter Mitwirkung von andern herausgegeben von Dr. K. Strecker. Berlin 1912, Julius Springer. 358 S. Preis 9 M.

Die elektrische Kraftübertragung. 1. Bd.: Die Motoren, Umformer und Transformatoren. Ihre Arbeitsweise, Schaltung, Anwendung und Ausführung. Von H. Kyser. Berlin 1912, Julius Springer. 372 S. mit 277 Fig. und 5 Tafeln. Preis 11 M.

Prüfungen in elektrischen Zentralen. 1. Teil. Prüfungen von Anlagen mit Dampfmaschinen- und Verbrennungskraftmaschinen-Betrieb mit flüssigem und gasförmigem Brennstoff. Von E. W. Lehmann-Richter. 2. Aufl. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 592 S. mit 199 Fig. Preis geheftet 20 M.

Tables annuelles de constantes et données numériques de chimie, de physique et de technologie. Bd. 1. Jahr 1910. In Verbindung mit andern herausgegeben von Ch. Marie. Leipzig 1912, Akademische Verlagsgesellschaft m. b. H. 727 S. Preis 21,50 M.

Oldenbourgs Technische Handbibliothek. Bd. XVI: Das Rohrnetz städtischer Wasserwerke, dessen Berechnung, Bau und Betrieb. Von P. Brinkhaus. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 334 S. mit 34 Tabellen, 182 Fig., 13 Tafeln und zahlreichen Rechnungsbeispielen. Preis 9 M.

Preisentwicklung in der Montan-Industrie seit 1870 mit Berücksichtigung besonderer Einflüsse gegeben durch die technischen Fortschritte, sowie durch die Politik der Einzelwirtschaft und des Staates. Von Emil Müssig. Im Selbstverlag des Verfassers. 113 S. Preis 2,50 ℳ.

Mechanische Triebwerke und Bremsen. Von Dr. St. Löffler. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 132 S. mit 108 Fig. Preis 6 ℳ.

Die Fortschritte des Beleuchtungswesens und der Gasindustrie im Jahre 1911. Im Auftrage des Vereines der Gas- und Wasserfachmänner in Oesterreich-Ungarn zusammengestellt von Dr. H. Strache. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 128 S. mit 47 Fig. Preis 4,50 ℳ.

Die Haftpflicht der Eisenbahn bei Bruchschäden an Dachziegeln und Dränröhren. Von B. Krieger. Berlin 1912, Verlag der Tonindustrie-Zeitung. 22 S. Preis 1 ℳ.

Die Mängelrüge in der Ton-, Zement- und Kalkindustrie. Bearbeitet von der Schriftleitung der Tonindustrie-Zeitung. Berlin 1912, Verlag der Tonindustrie-Zeitung. 35 S. Preis 60 ₰.

Mikrokosmus. Zeitschrift für praktische Arbeit auf dem Gebiet der Naturwissenschaften. 6. Jahrgang 1912/1913. Heft 1 bis 3. Stuttgart 1912, Franckhsche Verlagsbuchhandlung. Jährlich 12 Hefte mit 3 Buchbeilagen für 5,60 ℳ.

Braunkohlenkraftgas-Generatoranlagen. Unter Berücksichtigung sämtlicher Neuerungen erläutert für die Praxis und zum Selbststudium. Halle a. S. 1911, Wilhelm Knapp. 108 S. mit 27 Fig. Preis 3,60 ℳ.

Sonderabdruck aus der Zeitschrift »Braunkohle« 1911.

Taschenbuch für Kanalisations-Ingenieure. 2. Auflage. Von Dr.-Ing. K. Imhoff. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 29 S. Preis 2,80 ℳ.

Sammlung Berg- und Hüttenmännischer Abhandlungen. Heft 103: **Frankreichs Eisenerze.** Von Dr. K. Flegel. Kattowitz 1912, Gebr. Böhm. 31 S. mit 1 Tafel. Preis 1,60 ℳ.

Sonderabdruck aus der Berg- und Hüttenmännischen Rundschau.

Jahrbuch der Naturwissenschaften 1911/1912. 27. Jahrgang. Unter Mitwirkung von Fachmännern herausgegeben von Dr. J. Plaßmann. Freiburg im Breisgau 1912, Herdersche Verlagshandlung. 452 S. mit 37 Fig. Preis 7,50 ℳ.

Die Organisation eines Fabrikkontors. Lehr- und Nachschlagebuch. Von R. Niemann. 2. Auflage. Leipzig 1912, Carl Ernst Poeschel. 193 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 4,50 ℳ.

Allgemeine kaufmännische Betriebslehre als Privatwirtschaftslehre des Handels (und der Industrie). I. Bd. Von Dr. H. Nicklisch. Leipzig 1912, Carl Ernst Poeschel. 238 S. Preis 9,50 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Die Schwimmverfahren, ihre Entwicklung und Bedeutung für die Erzaufbereitung. Von Herwegen. (Glückauf 27. Juli 12 S. 1185/94*) Uebersicht über die einzelnen Verfahren. Darstellung der Einrichtungen von der Maschinenbauanstalt Humboldt, Bauart Potter-Delprat, von Debavay, Hoover; Schwimmherde von Sulman und Picard. Schluß folgt.

Beleuchtung.

Die Rolle der Chemie in der Beleuchtungstechnik. Von Krub. (El. u. Maschinenb. Wien 28. Juli 12 S. 617/21) Erörterungen über die Herstellung der Kohlenstäbe von verschiedenen Bogenlampen. Quecksilberbogenlampen. Moore-Licht. Schluß folgt.

Bergbau.

Die Sicherheit der Förderseile. Von Speer. Schluß. (Glückauf 27. Juli 12 S. 1194/98*) Zusammenfassung der Ergebnisse. Regeln für die Auswahl von Förderseilen.

Note sur l'emploi des marteaux pneumatiques dans l'exploitation des mines de houille. Von Jacquelin. (Mem. Soc. Ing. Civ. Mai 12 S. 672/724*) Drucklufthammer und Gesteinbohrer. Wirkungsweise der Drucklufthämmer. Bauarten: Bolide, Flottmann, Hardy, Burton usw. Vergleichende Versuche. Wirtschaftlichkeit.

Exploitation de la 8me couche aux puits Chatelus 2 de la Concession des Mines de la Loire. Von Baret. (Bull. Soc. Ind. min. Juni 12 S. 561/85*) Die Flöze von stark wechselnder Mächtigkeit und Lage mußten mit Hülfe verschiedener Verfahren gewonnen werden. Einzelheiten der Verfahren. Allgemeine Schlußfolgerungen für den Abbau ähnlicher Flöze.

Dampfkraftanlagen.

Valve gear diagrams and the apparatus for drawing them. Von Dalby. Forts. (Engineer 26. Juli 12 S. 81/82*) Vorrichtungen zum Aufzeichnen der Diagramme von Kulissensteuerungen.

Steam-turbines. Von Zoelly. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 681/716* mit 4 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 19. Aug. 11. Meinungsaustausch.

Description of the turbines, condensers, blowers, etc., exhibited at the works of Messrs. Brown, Boveri and Co., Baden, Switzerland. Von Brown. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 717/45* mit 2 Taf.) Neuere Bauarten der Brown-Boveri-Turbinen, Pumpenantriebe, Schiffsturbinen, Ventilatorantriebe, Kreiselgebläse.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Eisenbahnwesen.

Das Verkehrswesen auf der internationalen Industrie- und Gewerbe-Ausstellung in Turin 1911. Von Fleck. Schluß. (Verk. Woche 27. Juli 12 S. 973/78*) Selbsttätige Mittelkupplung Bauart Fischer-Boirault. Anlagen auf dem Gebiete des Signalwesens, der Zug- und Streckensicherung.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 26. Juli 12 S. 88/90*) Die Einphasenbahn Thamshavn-Lokken in Norwegen.

Electric traction in Switzerland. Von Huber-Stockar. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 449/537* mit 12 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 12. Aug. 11. Meinungsaustausch.

The electrification of main line railroads. Von Clark. (Journ. Franklin Inst. Juni 12 S. 581/610*) Geschichtliches. Ueberblick über den augenblicklichen Stand in den Vereinigten Staaten. Wirtschaftliche Ergebnisse.

Betrachtungen über den Einfluß der Anlage- und Betriebsbedingungen auf die Rentabilität elektrischer Stadtschnellbahnen. Von Musil. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 26. Juli 12 S. 465/71*) Der Vergleich verschiedener Stadtschnellbahnen zeigt, daß sich die Bahnen, deren Rohbau mit städtischen Mitteln hergestellt wurde, gut verzinsen. Einfluß der Linienführung auf die Wirtschaftlichkeit. Schluß folgt.

Bau- und Betriebsanlagen der Hamburger Hochbahn. Von Mattersdorf. Schluß. (ETZ 25. Juli 12 S. 770/73*) Betriebsbahnhof. Sicherungen. Fernsprecher und Uhren. Verkehrsergebnisse.

Vacuum brake ejector. (Engineer 26. Juli 12 S. 102*) Der von Davies & Metcalfe, Manchester, hergestellte Dampfbläser enthält eine kleine dauernd arbeitende Düse, die den Unterdruck aufrecht erhält, und eine große Düse mit Handsteuerung, die zum schnellen Lösen der Bremse dient.

Rack-railway locomotives of the Swiss mountain railways. Von Weber. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 539/77*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 12. Aug. 11. Meinungsaustausch.

Oil-burning locomotives on the Tehuantepec National Railroad, Mexico. Von Aston. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 1023/47*) S. Zeitschriftenschau vom 6. Jan. 12. Meinungsaustausch.

Recent development of the locomotive. Von Henderson. (Journ. Franklin Inst. Juli 12 S. 35/82*) 2 C 1-Pacific-Lokomotive. 1 C C 1-Lokomotive, Bauart Mallet; 1 C C 1-Lokomotive, Bauart Mallet mit Oelfeuerung. Ueberhitzer von Schmidt und Vauclain. Allgemeines über den elektrischen Bahnbetrieb.

Automotrices benzo-électriques de la Compagnie des Mines de Carvin. Von Jardel. (Bull. Soc. Ind. min. Juni 12 S. 587/91*) Betriebsergebnisse einer 5 km langen Strecke von Libercourt nach Carvin und zurück, die von 11 Personenzügen täglich in jeder Richtung befahren wird. Der benzinelektrische Motorwagen mit einem Anhänger hat 121 Sitze. Der Zug wiegt rd. 48 t. Wirtschaftlichkeit.

Motor inspection car for high altitudes. (Engineer 26. Juli 12 S. 91*) Der für die Antofagasta- und Bolivia-Bahn bestimmte Wagen der Drewry Car Co, London, wird von einer Benzinmaschine mit 4 Zylindern von 90 mm Dmr. und 120 mm Hub durch Kupplung, dreistufiges Wechselgetriebe und Kette angetrieben.

Entstaubungsanlagen. Von Wechsler. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 26. Juli 12 S. 472/74*) Reinigung der Eisenbahnwagen durch Preß- und Saugluftanlagen, Bauart Borsig. Erfahrungen auf dem Wiener Westbahnhof und dem Kölner Betriebsbahnhof.

New Haven carhouse of the Connecticut Co. (El. Railw. Journ. 13. Juli 12 S. 48/53*) Zweistöckige Wagenhalle mit 20 Gleisen oben und 20 unten von rd. 5,5 km Gleislänge. Grundriß, Ansichten. Ausrüstung.

Eisenhüttenwesen.

The Pacific Coast Steel Co's plant. (Iron Age 18. Juli 12 S. 123/25*) In dem Stahl- und Walzwerk in San Francisco für 3000 t monatlich und mit zwei 30 t-Martinöfen, einer 457er und einer 254er Triostraße werden Schienen, Stab- und Formeisen hergestellt. Grundriß des Werkes.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The theoretical principles of strut design. Von Hutt. (Engng. 26. Juli 12 S. 113/16*) Vergleich der Eulerschen Knickformel mit neueren Formeln von Rankine und Johnson. Forts. folgt.

Die Eisenbahnbrücke über den Südarm des Sanagastromes im Zuge der Kameruner Mittellandbahn. Von Baltzer. (Zentralbl. Bauv. 27. Juli 12 S. 388/92*) 160 m weiter Bogenfachwerkträger mit zwei Gelenken, der für Eigengewicht als Dreigelenkbogen wirkt. Ausbildung des Windverbandes und der Lager. Einbau der linken Bogenhälfte auf festem Arbeitsgerüst, der rechten Hälfte auf schwimmendem Gerüst. Kosten.

Beton- und Eisenbetonbrücken in Böhmen. Von Brandler. (Techn. Blätter 12 Heft 2 S. 77/81* mit 1 Taf.) Entwicklung der Eisenbetonbrücken vom Jahre 1895 bis 1911. Zusammenstellung einiger ausgeführter Brücken.

Railway viaducts. (Engineer 26. Juli 12 S. 85/86*) Regeln für die Bemessung von gemauerten Bögen. Einfluß der Spannweite auf Gewicht und Baukosten.

Umschnürte Druckkörper aus Eisenbeton mit Hohlräumen. Von Barkhausen. (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Aug. 12 S. 1233/37*) Rechnerische Untersuchung der Wirkung schraubenförmiger Bewehrung. Einfluß von Hohlräumen im Kern bei gleichmäßig über den Kernquerschnitt verteilter Last.

Elektrotechnik.

Richtlinien für den Bau großer Elektrizitäswerke mit Dampfbetrieb. Von Klingenberg. Forts. (ETZ 25. Juli 12 S. 766/69*) Das Kesselhaus, künstlicher Zug, Rohrleitungen. Lagern und Befördern der Kohle. Forts. folgt.

The Winnipeg hydro-electric power-station. (Engng. 26. Juli 12 S. 107/08* mit 1 Taf.) Lageplan des am rechten Ufer des Winnipeg-Flusses bei Point du Bois gelegenen, für 15 Gruppen von je 3000 KW bemessenen Werkes. Jede Gruppe wird von einer wagerechten Zwillings-Francis-Turbine für 13,72 m Gefälle und 164 Uml./min angetrieben. Vorläufig werden 5 Gruppen eingebaut. Schnitt durch das Maschinenhaus. Forts. folgt.

Winnipeg municipal electric system. Von Chace. (Eng. News 4. Juli 12 S. 12/20*) S. a. vorstehenden Aufsatz. Die Stadt Winnipeg wird mit Strom von 60000 V versorgt, der in einem Transformatorwerk auf 12000 V gebracht, durch Kabel nach 4 Verteilstellen geleitet und hier teils auf 2200 V gebracht, teils in Gleichstrom von 550 V umgewandelt wird. Einzelheiten der Anlagen.

Das Wasserkraftwerk »El Molinar« am Jucar. Von K. Meyer. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Aug. 12 S. 1237/44*) Schnittzeichnung und Einzelheiten der vorläufig aufgestellten drei Francis-Kesselturbinen von je 7200 PS bei 428 Uml./min. Drucköl-Turbinenregler für 1600 mkg. Regelarbeit. Ergebnisse der Abnahmeversuche.

Hydroelectric plant at Estacada, Ore. (El. World 13. Juli 12 S. 91/97*) Die neue Anlage der Portland Railway, Light and Power Co. am Clackamas-Fluß arbeitet mit einer älteren bei Cazadero zusammen und enthält vorläufig drei, später fünf 6000 PS-Turbinen mit je einer Drehstromdynamo für 60 Per./sk, 1100 V und 240 Uml./min. Schaltplan. Wasserbauten.

Niles substation of the Mahoning and Shenango Railway and Light Co. (El. Railw. Journ. 13. Juli 12 S. 57/58*) Die Verteilstelle von 2000 KW Leistung zeichnet sich durch geringe Abmessungen und niedrige Anlagekosten aus, wozu die Aufstellung der Hochspannungs-Sammelschienen auf dem Dache statt in einem besondern Raum im Hause wesentlich beigetragen hat.

Das Schalten großer Gleichstrommotoren ohne Vorschaltwiderstände. Von Trettin. (ETZ 25. Juli 12 S. 759/63*) Vorausberechnen der beim Anlassen auftretenden Ströme, Drehmomente, Beschleunigungen usw. Formeln. Zahlenbeispiele. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

Der Eisenbahntunnel unter dem Detroit-Fluß in Nord-Amerika. Von Bassel. (Deutsche Bauz. 24. Juli 12 S. 517/19*) S. Zeitschriftenschau vom 23 Sept. 11 und 13. Jan. 12.

The Lumber dock at Balboa, Canal zone. Von Goethals. (Eng. Rec. 20. Juli 12 S. 60/63*) Die 216 m lange und 16,8 m breite Verladeanlage ruht auf 53 Betonsäulen. Diese sind aus 1,83 m hohen bewehrten Betonröhren von 1,83 m Dmr. und 30,5 cm Wanddicke zusammengesetzt und dann mit Beton ausgefüllt; die Abdeckung besteht ebenfalls aus Eisenbeton. Bauausführung.

Gesundheitsingenieurwesen.

Chattanooga's sewage pumping station. (Eng. Rec. 20. Juli 12 S. 76/77*) Das Werk enthält drei Kreiselpumpen für 17 cbm/min mit senkrechter Welle und Antrieb durch je einen 75 PS-Motor.

Gießerei.

Das Eisengießereiwesen in den letzten zehn Jahren. Von Leber. Forts. (Stahl u. Eisen 25. Juli 12 S. 1220/26* mit 1 Taf.) Freistrahlgebläse. Rollbahntische, umlaufende Trommeln für Sandstrahlputzereien.

Die neue Eisengießerei der Russischen Maschinenbau-Gesellschaft Hartmann in Lugansk. Von Leyde. (Stahl u. Eisen 25. Juli 12 S. 1217/19* mit 1 Taf.) Die neue Gießerei mit 4 Kuppelöfen und einem Flammofen für 10000 t jährlich bedeckt eine Bodenfläche von 14960 qm und arbeitet hauptsächlich für das Walzwerk, das Martinwerk und die Lokomotivabteilung der Fabrik. Für Kraft und Licht sorgen eine 600 PS-Dampfdynamo und eine Akkumulatorengruppe von 450 KW-st.

Foundry plant and machinery. Von Horner. Forts. (Engng. 26. Juli 12 S. 108/13*) Kernformmaschinen mit Förderschnecken und Druckkolben. Maschinen zum Formen von Kernen mit Hülfe von Modellplatten. Andre Kernformverfahren.

Dauerformen in der Eisengießerei. Von Rolle. (Stahl u. Eisen 25. Juli 12 S. 1209/17*) Allgemeines. Eiserne Dauerformen. Behandlung. Gattierung des Eisens. Wanddicke der Formen. Deutsche und amerikanische Ausführungen. Vorrichtungen zum Ausstoßen der Gußstücke. Forts. folgt.

Hebezeuge.

30-ton electric travelling crane. (Engng. 26. Juli 12 S. 122*) Auf einem Bockgestell von 9 m Spurweite und 5,5 m lichter Höhe fahrbarer Wippdrehkran von 38 m größter und 15,25 m kleinster Ausladung, gebaut von Cowans, Sheldon & Co., Carlisle.

Ein fahrbarer elektrischer Antrieb. Von Grehling. (Verk. Woche 27. Juli 12 S. 978/83*) Zum Abheben der Lokomotiven von den Achsen ist auf jeder Seite der Lokomotive ein fahrbarer Motor angeordnet. Die Hebeböcke werden ohne Vorgelege durch vier gelenkige Ausziehwellen angetrieben. Einzelheiten. Kosten. Wirtschaftlichkeit.

Hochbau.

Der moderne Industriebau in technischer und ästhetischer Beziehung. Von Bernhard. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Aug. 12 S. 1227/33*) S. Zeitschriftenschau vom 3. Aug. 12.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Neuere Eisenbahnwagenkipper. Von Hermans. Schluß. (Dingler 27. Juli 12 S. 472/77*) Wagenkipper zum Beladen von Flußschiffen, der das Schiff in seiner ganzen Breite bestreicht. Eisenbahnwagenkipper mit Fahrwerk, der sich in einen Eisenbahnzug einschalten läßt.

Luftschiffahrt.

Luftschrauben-Untersuchungen der Geschäftstelle für Flugtechnik des Sonderausschusses der Jubiläumstiftung der deutschen Industrie. Von Bendemann. Forts. (Z. f. Motorluftschiffahrt 27. Juli 12 S. 181/88*) S. Zeitschriftenschau vom 3. Aug. 12. Forts. folgt.

Der Hamburger Luftschiffhafen. Von Krueger. (Z. f. Motorluftschiffahrt 27. Juli 12 S. 189/91*) Die von Eggers & Co., Hamburg, gebaute eiserne Luftschiffhalle ist innen 160 m lang, 45 m breit und 26 m hoch und kann zwei große Zeppelin-Luftschiffe aufnehmen.

Maschinenteile.

Baldwin's isothermal control valve. (Engng. 26. Juli 12 S. 120/22*) Das von Baldwin & Co., Keighley, gebaute Speiseventil für Dampfgefäße ist mit einer durch ein Thermometer und ein Solenoid betätigten Hülfssteuerung versehen, die beim Erreichen der zulässigen Temperatur den Heizdampf absperrt.

Materialkunde.

The endurance of metals. Von Eden, Rose und Cunningham. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 839/974* mit 3 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 11. Nov. 11. Ausführlicher Meinungsaustausch.

The broken rail in a great northern wreck. (Iron Age 11. Juli 12 S. 72/77*) Als Ursache des Schienenbruches mit nachfolgender Entgleisung eines Personenzuges ist mangelhafte Beschaffenheit des Bessemer-Schienenstahles festgestellt worden. Ergebnisse der Untersuchung. Bilder der Bruchstelle. Schlußfolgerungen.

Mechanik.

A general formula for the torsional deflection of shafts. Von Slocum. (Journ. Franklin Inst. Juli 12 S. 83/90*) Ableitung der Formeln für den Verdrehungswinkel bei kreisförmigem, elliptischem, dreieckigem und rechteckigem Querschnitt.

Meßgeräte und -verfahren.

A universal torsion meter. (Engineer 26. Juli 12 S. 98/99*) Neue Bauart des Torsionsindikators von Denny-Edgecombe mit elektrischer Uebertragung und fortlaufender Aufzeichnung während eines Wellenumlaufes. Der durch die Wellenverdrehung beeinflußte Zeiger verändert den Widerstand des Meßstromkreises.

Der Mikro-Indikator zur Untersuchung schnellaufender Maschinen. Von Mader. Forts. (Dingler 27. Juli 12 S. 465/69*) Vorrichtung zum Vergrößern der Diagramme. Anwendungen des Indikators. Schluß folgt.

Some new types of dynamometers. Von Amsler. ((Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 603/16* mit 1 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 12. Aug. 11. Meinungsaustausch.

Induktionszähler für Wechselstrom, Form W 3, der Siemens-Schuckertwerke in Berlin. (ETZ 25. Juli 12 S. 773/74*) Der Zähler ist für Spannungen bis 650 V und Stromstärken bis 50 Amp als Zweileiter und für 2 × 30 Amp als Dreileiter gebaut. Der Anker besteht aus einer 1,5 mm dicken Aluminiumscheibe von 95 mm Dmr.

Zähler mit Doppelzählwerk, Form Z, der Siemens-Schuckertwerke in Berlin. (ETZ 25. Juli 12 S. 775*) Die Z-Zähler geben mit Hülfe des zweiten Zählwerkes den Verbrauch während bestimmter Tagesstunden an, so daß man die Vergütung dafür nach einem andern Tarif berechnen kann.

Die neuesten Zähler der Isaria-Elektro-Gesellschaft. Von Wiesengrund. (El. u. Maschinenb. Wien 28. Juli 12 S. 621/27*) Bau des Zählwerkes mit senkrecht stehenden Achsen für 6 stellige Zahlen. Hemmvorrichtungen, Lager. Dreileiter-Umschaltrelais. Quecksilberzähler, Straßenbahnzähler, Zähler für Münzeneinwurf. Spitzenzähler für getrennte Messung der über ein gewisses Maß hinausgehenden Strommengen. Zähler zum Feststellen des höchsten Verbrauches.

The British Physical Laboratory. Von Chubb. (Am. Mach. 27. Juli 12 S. 1/7*) Darstellung der Einrichtungen der bekannten Anstalt zum Herstellen von genauen Schrauben sowie zum Prüfen der Genauigkeit von Gewinden. Messungen an langen Schraubenspindeln. Normalmaße aus Quarz.

La comburimétrie des combustibles gazeux. Von Grebel. (Génie civ. 27. Juli 12 S. 256/61*) Das Gerät mißt die Luft- oder Sauerstoffmenge, die zur völligen Verbrennung einer bestimmten Gasmenge erforderlich ist.

Ueber ein Quarzglasquecksilberthermometer nach Dr. H. Beckmann zur Bestimmung geringer Antimongehalte in Blei-Antimonlegierungen. Von Friedrich. (Metallurgie 22. Juli 12 S. 446/49*) Mit dem Thermometer wird der Gang der Abkühlung der zu untersuchenden Legierung verfolgt und der Erstarrpunkt bestimmt. Versuche über die Haltbarkeit des Meßgerätes bei plötzlichen Temperaturänderungen.

Metallbearbeitung.

Milling fixtures of various types. Von Haas. (Am. Mach. 27. Juli 12 S. 8/10*) Allgemeine Grundsätze für den Entwurf von Fräsvorrichtungen. Anbringung von Meßgeräten und Teilvorrichtungen. Forts. folgt.

Double-cutting and high-speed planing machines. Von Wicksteed. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 981/1022* mit 3 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 9. Dez. 11 u. 6. Jan. 12. Meinungsaustausch.

An automatic chain welding machine. (Iron Age 11. Juli 12 S. 78/80*) Die elektrische Schweißmaschine der Automatic Welding Co., Bridgeport, Conn., stellt selbsttätig Ketten mit überlappt geschweißten kurzen, bis zu 25,4 mm dicken Gliedern und Ringe bis zu 50,8 mm Dmr. her.

The »Universal« bar-cutter. (Engng. 26. Juli 12 S. 140*) Die Maschine mit Handbetrieb wiegt nur etwa 27 kg. Sie schneidet Flacheisen von 65 × 14 qmm und Winkel bis zu 70 mm Schenkellänge. Wirkungsweise.

Metallhüttenwesen.

Ueber Darstellung von Wolframmetall. Von Erhard. (Metallurgie 22. Juli 12 S. 441/46*) Verfahren der Wolframhütte Schmiedeberg.

Schiffs- und Seewesen.

Studie über die Entwicklung des Schiffbaues. Von Rothe. (Schiffbau 24. Juli 12 S. 801/05*) Uebersicht über die Fortschritte in den letzten 20 bis 25 Jahren: Geschwindigkeit, Schiffsmaschinenbau, Schiffskörper, Formwiderstand.

The Japanese battleship »Kawachi«. (Engng. 26. Juli 12 S. 133*) Das 1909 auf der Staatswerft in Kure in Bau gegebene Schiff verdrängt 20750 t und erhält Miabara-Kessel, Curtis-Turbinen von 25500 PS in der Dreiwellenanordnung und zwölf 30,5 cm-Hauptgeschütze. Plan der Bewaffnung und Panzerung.

Les torpilleurs et les contre-torpilleurs. Von Laubeuf. (Mém. Soc. Ing. Civ. Mai 12 S. 648/71*) Zunahme der Verdrängung. Zerstörer von 300, 340, 450 und 700 t. Kesselbauarten, Anordnung der Turbinen. Entwicklung im Auslande.

Zur Frage der Unterseeboots-Typen. Von Klein. (Schiffbau 24. Juli 12 S. 793/98*) Ein- und Zweihüllenboote. Untersuchungen über Standsicherheit. Schluß folgt.

Le »Kanguroo«, navire pour le transport des sous-marins. (Génie civ. 27. Juli 12 S. 253/56* mit 1 Taf.) S. Zeitschriftenschau vom 22. Juni 12.

»Closed circuit« air transmission for a gas-engined vessel. (Engineer 26. Juli 12 S. 99/102*) Wirkungsweise und Einzelheiten einer für Schiffsantrieb ausgeführten Versuchsanlage, die nach dem in Zeitschriftenschau vom 27. Jan. 12 unter »Eisenbahnwesen« erwähnten Verfahren arbeitet. Die Anlage umfaßt einen Sauggaserzeuger, einen Kompressor mit Sauggasmaschinenantrieb und eine für Sauggas- und Druckluftbetrieb bestimmte Antriebmaschine.

Die Einrichtung des neuen Schwimmdocks der österreich-ungarischen Kriegsmarine. Von Dub. (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Aug. 12 S. 1221/27*) Das Dock von 22500 t Tragkraft hat einen rd. 178 m langen, 42,7 m breiten und 18,8 m hohen Schwimmkörper. Zum Auspumpen dienen 6 Kreiselpumpen, die 35782 t Wasser in 4 st fördern. Schnittzeichnung der Pumpen, zeichnerische Ermittlung der Druckhöhen und Wassermengen. Schluß folgt.

The new French lighthouse at Ushant. (Engng. 26. Juli 12 S. 116/17*) Der 42 m hohe Leuchtturm von rd. 11 m Dmr. ist auf einer La Jument genannten Klippe vor der südöstlichen Spitze der Insel errichtet. Er enthält ein Blinkfeuer mit Benzinglühlicht und ein Warnungssignal mit Druckluftsirene.

Textilindustrie.

Frischluft oder Zirkulationsluft. Von Gerner. Forts. (Dingler 27. Juli 12 S. 469/72) Betriebskosten für den Kardensaal. Anlagekosten und Betriebskosten für den Vorspinnsaal. Schluß folgt.

Unfallverhütung.

A safety power press department. Von Suverkrop. (Am. Mach. 27. Juli 12 S. 11/12*) Die Schutzeinrichtungen an den Pressen der Royal Typewriter Co., Hartford, Conn., beruhen darauf, daß die Hand des Arbeiters den Einrückhebel betätigt und dadurch aus dem Bereich des Stempels entfernt wird.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Modern Diesel oil-engines. Von Schubeler. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 579/602* mit 1 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 12. Aug. 12. Meinungsaustausch.

The Langen and Wolf Diesel engine. (Engineer 26. Juli 12 S. 85*) Schnittzeichnungen einer ortfesten Viertaktmaschine mit 4 Zylindern von 440 mm Dmr. und 560 mm Hub und Einzelheiten des Auspuffventiles aus Stahl mit aufgeschraubtem Gußeisensitz.

Wasserkraftanlagen.

High-pressure water-power works. Von Zodel. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 617/45* mit 10 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 2. Sept. 11.

Results of experiments with Francis turbines and tangential (Pelton) turbines. Von Prášil. (Proc. Inst. Mech. Eng. 11 Bd. 3/4 S. 647/79*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 19. Aug. 11. Meinungsaustausch über diesen und den vorstehenden Vortrag von Zodel.

Ueber die Wahl der Wasserturbinengattung in zweifelhaften Fällen. Von Leubner. (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Aug. 12 S. 1244/46) An der Hand eines Beispieles werden die Verhältnisse untersucht, die in zweifelhaften Fällen den Ausschlag für die Wahl einer Francis- oder einer Freistrahlturbine geben.

Wasserversorgung.

A compressed air tunnel driven without a shield through wet earth at Eastview. (Eng. Rec. 20. Juli 12 S. 69/72*) Der hufeisenförmige mit Beton ausgekleidete Stollen ist 4,06 m breit und 5,2 m hoch und bildet einen Teil der Catskill-Wasserleitung. Die Dicke des Gewölbes beträgt 45,7 cm, die der Seitenwände 68,6 cm, die der Sohle 66 cm. Beim Vortrieb hat man zum Abhalten des Wassers Druckluft verwendet.

Zementindustrie.

A new process of making concrete poles. (Eng. Rec. 13. Juli 12 S. 43/44*) Die Kerne ruhen in breiten hin- und herziehbaren Bändern und werden zusammen mit der eingeführten Betonmasse solange hin- und hergerollt, bis der Beton die Kerne einhüllt und zu einer Röhre erstarrt.

Rundschau.

Neuer amerikanischer Straßenbahn-Motorwagen. Die bisherigen Motorwagen der elektrischen Straßenbahnen bieten für das Besteigen und Verlassen durch die Fahrgäste eine empfindliche Unbequemlichkeit, weil der Fußboden des Wagens wegen der Unterbringung der Motoren an den Achsen oder Drehgestellen ziemlich hoch über dem Erdboden liegt und nur durch mehrere Stufen erreicht werden kann. Die Räder der Wagen oder der Drehgestelle sind 250 bis 900 mm hoch, und da sie in Krümmungen unter dem Wagenkasten durchschwingen müssen, ergibt sich für den Wagenboden 1000 mm Höhe und mehr. Diese Höhe wird in mehrere, meist drei, Stufen geteilt, von denen aber die unterste recht hoch ist, 400 bis 450 mm, da die oberste, die von der Plattform in den Wagen führt, nur niedrig gehalten werden kann. Die New York Railways Co. hat jetzt einen Motorwagen bauen lassen und in Betrieb genommen, der nicht nur dem Uebelstande des mühsamen und gefährlichen Besteigens ein Ende bereiten soll, sondern bei dem auch mehrere andre vom alten Pferdebahnwagen übernommene Anordnungen aufgehoben worden sind[1]). Dadurch ist eine dem Wesen des heutigen lebhaften Straßenbahnverkehres viel besser angepaßte neuartige Konstruktion entstanden, die natürlich auch einzelne bereits in den letzten Jahren eingeführte Verbesserungen verwertet.

Fig. 1 bis 3.

Amerikanischer Straßenbahn-Motorwagen mit Mitteleingang.

Die hauptsächliche Neuerung bei dem Wagen, Fig. 1 bis 3, liegt darin, daß die beiden Drehgestelle ganz an die Enden und die Tür in die Mitte verlegt ist, daß die zweiachsigen Drehgestelle je eine Treibachse mit großen Rädern an den Wagenenden und eine Laufachse mit kleinen Rädern nach der Wagenmitte zu haben, und daß der Rahmen der Drehgestelle nach den kleinen Rädern hin so weit wie möglich heruntergezogen ist. Infolgedessen erstreckt sich der nutzbare Fußboden fast über die ganze Länge des Kastens und kann mit seinen muldenartigen Enden bis an die großen Räder heran über den Drehgestellen genügend weit seitlich hinwegschwingen, so daß Krümmungen von 12 m Halbmesser durchfahren werden können. Die hochliegenden Endabteile des Kastens sind vom Innern durch Querwände abgeschlossen und als Führerstände ausgebildet; die Plattformen an den Enden sind ganz fortgefallen. Der Wagen enthält 51 Sitzplätze und 32 bis 40 Stehplätze. Er hat folgende Hauptabmessungen:

Länge über die Puffer	12420 mm
Kastenlänge zwischen den inneren Abschlußwänden	10360 »
äußerste Breite des Kastens	2515 »
Höhe des Daches über den Schienen	2870 »
» » Kastenfußbodens am Eintritt	254 »
Höhe des Kastenfußbodens an den Endsitzen	406 mm
» » » in den Führerabteilen	832 »
lichte Höhe des Wagenkastens	2422 »
kleinste Höhe der Wagenkasten-Unterkante über den Schienen	178 »
lichte Weite der seitlichen Doppeltüren	1168 »
Drehzapfenabstand der Drehgestelle	8839 »
Radstand der Drehgestelle	1524 »
Treibrad-Dmr.	762 »
Laufrad-Dmr.	483 »
Gewicht des Wagens ohne Ausrüstung	6,25 t

Bei jedem der beiden Drehgestelle trägt, wie bei den sogenannten Maximum-Drehgestellen, die Achse mit den großen Rädern einen Westinghouse-Motor, Fig. 4. Der Drehzapfenbalken ist unterhalb der gesprengten Blattfedern aufgehängt. Infolgedessen liegt die Oberkante des Balkens nur 317,5 mm über Schienenoberkante. Zwischen den oberen Seitenbalken, an denen die Federn hängen, befindet sich genügender Raum für die Seitenbewegung des muldenförmigen Kastenunterteiles in Krümmungen.

Das Innere des Wagenkastens ist nur durch die in der Mitte liegenden Seiteneingänge zugänglich, die mit je zwei 584 mm breiten Schiebetüren verschlossen werden. Durch die breiten Doppeltüren können zwei Reihen von Fahrgästen nebeneinander den Wagen besteigen oder verlassen, was bei dem Massenverkehr in großen Städten viel Zeit spart und die beabsichtigte Wirkung der nur 254 mm über dem Erdboden liegenden Stufe noch erhöht. Die Türen werden von dem Schaffner, der gegenüber der Tür seinen erhöhten Sitz hat, durch Druckluftkolben geöffnet und geschlossen. Die Schließvorrichtung gestattet, die Türen schon zu schließen, während noch Fahrgäste einsteigen. Die Schließbewegung ist aber sanft und wird durch eine zwischen den Türen befindliche Person aufgehalten, ohne dieser Schaden zuzufügen. Sowie der Widerstand beseitigt ist, schließt sich die Tür vollends. Diese Schließvorrichtung hat sich schon seit einigen Jahren auf amerikanischen Straßenbahnen bewährt. Der mittlere Teil des Wageninnern mit dem Schaffnersitz und einem Klappsitz dient hauptsächlich zur Verteilung der Fahrgäste nach und von beiden Enden beim Ein- und Aussteigen, bietet aber auch 8 bis 10 Stehplätze. Nach beiden Enden hin folgen sodann je drei Paare zweisitziger Querbänke mit umklappbaren Rückenlehnen, ein Paar zweisitziger Querbänke mit fester Lehne und je eine neunsitzige hufeisenförmige Bank am Ende des Kastens, dessen Fußboden hier 152 mm höher als in der Mitte liegt und von der Mulde an den Enden des Kastens gebildet wird. In dem 500 bis 660 mm breiten Längsgang und innerhalb der hufeisenförmigen Bänke können ohne Gedränge 24 bis 30 Fahrgäste stehen; der Wagen enthält also 51 Sitzplätze und 32 bis 50 Stehplätze sowie

[1]) s. Electric Railway Journal 16. März 1912 S. 418.

Fig. 4. Drehgestell.

den erhöhten Sitz für den Schaffner, der, ohne seinen Platz zu verlassen, die Türen zu öffnen und zu schließen, das Einwerfen des Fahrgeldes in den Zahlkasten zu überwachen und nötigenfalls Kleingeld einzuwechseln hat.

An den Enden des Kastens, wo der Fußboden 832 mm über dem Erdboden liegt, sind die beiden Führerstände als Kammern ausgebildet und nach dem Wageninnern sowie nach außen durch Fenster abgeschlossen. Hier ist je ein bequemer Sitz für den Führer aufgestellt, der den Fahrschalter mit einer Ausklinkkurbel zu bedienen hat; d. h. in dem Handgriff ist ein Federstift vorgesehen, der mit dem Daumen heruntergedrückt werden muß, und der, wenn er losgelassen wird, hinaufschnellt und den ganzen Stromkreis unterbricht. Diese ebenfalls seit vielen Jahren bekannte Vorrichtung, die z. B. schon auf der Vorortbahn Berlin-Groß-Lichterfelde-Ost angewandt worden ist, dient zur Sicherung des Betriebes, falls der in einer Kammer abgeschlossene Führer bewußtlos wird. In der einen Führerkammer ist auch der Kompressor für die Bremsvorrichtung aufgestellt. Beide Kammern sind nur durch eine Treppe und durch eine Tür am Ende des Kastens von außen her zugänglich.

Der Wagenkastenboden besteht aus einem Rahmen von Winkeleisen als Seiten- und Querträger, an den die 3 mm dicken Seitenbleche des Kastens angenietet sind. Die Hauptquerbalken sind aus 17,5 mm dicken Winkeleisen von 152 und 89 mm Schenkellänge zusammengenietet und durch Eckbleche mit den Seitenträgern verbunden. Sie sind nicht wagerecht, sondern in der Mitte um 482 mm heruntergebogen, damit sie sich der muldenförmigen Gestalt des Wagenkastens an den Enden anpassen. Mit den Puffern sind sie durch zwei 13 mm dicke Z-Eisen von 70 mm Flanschlänge verbunden, die sich ebenfalls der Kastenmulde anschmiegen, um über den Motor frei hinwegzukommen. An diesen Z-Eisen sind die Drehpfannen befestigt, und zwar etwa 600 mm vor den Hauptquerbalken, so daß das Gewicht des Wagenkastens erst durch die Pufferträger und die Seitenträger des Kastens auf die Drehzapfenbalken übertragen wird.

Eine Besonderheit des neuen Wagens liegt außerdem in der guten Lüftung und Heizung. Der Wagen ist mit Lüftöffnungen für natürlichen Zug versehen, und zwar mit insgesamt acht, von denen eine genügend Luft für 10 Fahrgäste einläßt. Damit sich nun die Lüftung der Zahl der jeweils beförderten Fahrgäste anpaßt, sind die Lüftöffnungen verschließbar und werden erst durch eine Vorrichtung geöffnet, die mit den Federn der Drehgestelle verbunden ist und durch die Durchbiegung der Federn betätigt wird. Der Wagen wird elektrisch durch Widerstände geheizt, wozu in wesentlichem Umfang auch die Fahrschalter-Widerstände benutzt werden. Die Fenster sind der Höhe nach geteilt, und das untere Fenster kann bei warmem Wetter geöffnet werden, so daß der Wagen auch als Sommerwagen benutzt werden kann.

Neue besondere Vertragsbedingungen für die Anfertigung, Anlieferung und Aufstellung von Eisenbauwerken. Die bisherigen besonderen Vertragsbedingungen wurden durch Ministerialerlaß vom 25. November 1891 eingeführt. Infolge der Erfahrungen, die die Königl. preußische Eisenbahn- und Bauverwaltung in ihrem großen Arbeitsgebiete gesammelt hatte, ferner infolge der Entwicklung des Eisenbaues, der verbesserten Erzeugungs- und Arbeitsverfahren lag es nahe, eine grundsätzliche und umfassende Prüfung der Bedingungen und ihre Neubearbeitung anzuordnen. Der vorläufige Entwurf, der sich aus dieser Prüfung ergab, wurde im Ministerium der öffentlichen Arbeiten mit Vertretern des Eisenbahn-Zentralamtes, der Eisenbahn-Direktionen und Eisenbauanstalten durchberaten. Die neue Fassung erstrebt, wie es im Einführungserlaß vom 14. Juni heißt, in erster Linie, Meinungsverschiedenheiten über den Umfang der Leistungen des Unternehmers und über die an die Arbeiten zu stellenden technischen Anforderungen nach Möglichkeit auszuschließen, klare Unterlagen für die Preisbildung zu schaffen und so den Geschäftsverkehr zu erleichtern und die Wirtschaftlichkeit zu fördern. Gleich der § 3, der von den unentgeltlichen Nebenleistungen des Unternehmers und der Eisenbahnverwaltung spricht, ist wesentlich verändert und sucht die Grenze, über die beiderseits nicht hinweggegangen werden darf, möglichst scharf zu ziehen. Darüber hinausgehende Nebenleistungen sind daher zu vergüten. Neu sind die Bestimmungen über den Arbeiterschutz nach den Unfallverhütungsvorschriften und über die Ausrüstung der Baustelle. Der Unternehmer hat in Zukunft außer dem Grundanstrich nur einen Deckanstrich auszuführen. Mit der Ausführung des zweiten Deckanstriches kann die Verwaltung mindestens 1 Jahr warten, aber auch nicht länger als bis zum Ablauf der Gewährungsfrist, die in § 12 allgemein auf $1^1/_2$ Jahre festgesetzt ist. Dadurch wird vermieden, daß der Anstrich zu frühzeitig vor genügender Erhärtung des ersten oder bei schlechtem Wetter ausgeführt wird. Nach § 24 bestimmt die Verwaltung bei der Ausschreibung die Art des Grundanstriches; Bleimennigeanstrich ist nicht mehr allgemein vorgeschrieben. Ganz neu sind die Abschnitte 4 bis 6, die die frachtfreie Beförderung, Ordnungsvorschriften für die Arbeiten im Bereiche des Bahnkörpers und über Lager- und Bauplätze behandeln. Eine Neuerung und Vereinfachung des Geschäftsganges bringt der § 11 dadurch, daß er die Abnahmekosten allgemein der Verwaltung auferlegt. Die Gewichtsberechnung ist nach § 14 in Zukunft vom Unternehmer aufzustellen; der Vordruck für die Gewichtsberechnung ist bedeutend vereinfacht worden. Die Vorschriften für die Verwendung von Schweißeisen sind völlig fortgefallen; dadurch sind die Bestimmungen über die Prüfung der Baustoffe sehr gekürzt. Sie schließen sich eng an die vom Verbande deutscher Architekten- und Ingenieurvereine, dem Verein deutscher Ingenieure und dem Verein deutscher Eisenhüttenleute aufgestellten Normalbedingungen für die Lieferung von Eisenkonstruktionen für Brücken- und Hochbau, Nachtrag 1910, an. An Querbiegeproben werden aber etwas höhere Anforderungen gestellt. Für Nickelstahl und andere neue Erzeugnisse werden mangels ausreichender Erfahrung keine Bestimmungen gegeben. Der § 21 bestimmt, daß die aufeinanderliegenden Flächen der zu verbindenden Teile nur noch mit Leinölfirnis gestrichen werden. Das Versenken der vollen Nietköpfe ist ohne Nachteil für die Verbindungen beseitigt, wie die Versuche der letzten Jahre zeigen. Bei Verwendung von Nietpressen darf der Druck erst nach Schwinden der Glühhitze abgestellt werden. Für den Randabstand der Niete senkrecht zur Kraftrichtung ist das $1^1/_2$fache des Nietdurchmessers zugelassen. Zur gleichmäßigen Druckverteilung unter den Auflagerplatten ist nach § 22 eine 15 mm dicke Fuge vorgesehen. Den Stoff zum Vergießen der Auflager, Anker und Schrauben liefert nach § 3 die Verwaltung. Eine umfassende und neue Behandlung erfahren die Gerüste; es werden sehr eingehende Bestimmungen für die Berechnung, die Knicksicherheit, Ausbildung der Druckstäbe, Bodenpressung, Belastungsannahmen gegeben (Zentralblatt der Bauverwaltung 31. Juli 1912)

Die Mittenwaldbahn. Im Zusammenhang mit der Mitteilung über die Betriebseröffnung der bayerischen Strecke der Mittenwaldbahn von Garmisch-Partenkirchen bis zur Landesgrenze bei Scharnitz [1]) sind folgende Angaben über die tirolischen Strecken zu machen, die voraussichtlich am 1. September in Betrieb kommen werden [2]). Die von der Stadtgemeinde Innsbruck und der Oesterreichischen Kreditanstalt gebildete Mittenwaldbahn-Gesellschaft hat zwei Linien erbaut, von Innsbruck nach Scharnitz und von Reutte nach Griesen, die durch die bayerische Strecke über Garmisch-Partenkirchen verbunden werden. Nach einem Staatsvertrag zwischen Oesterreich-Ungarn und Bayern werden die beiden Staatseisenbahn-Verwaltungen den Betrieb führen. Die 33 km lange Strecke Innsbruck-Scharnitz bringt die Mittenwaldbahn auf die Gesamtlänge von 57,3 km, während die Linie Garmisch-Reutte

[1]) s. Z. 1912 S. 1137.

[2]) s. ETZ 1912 S. 426.

insgesamt 44,2 km lang ist. Die Bahn Garmisch-Innsbruck hat 36,5 vT größte Steigung und enthält den bemerkenswerten 1787 m langen Tunnel an der Martinswand. Für den Betrieb ist einfacher Wechselstrom von 15000 V und 15 Per./sk vorgesehen, der den Lokomotiven durch eine Fahrleitung mit Kettenaufhängung zugeführt wird. Die Fahrleitung der tirolischen Strecke ist von der AEG-Union in Wien, die der bayerischen von den Bergmann-Elektricitäts-Werken errichtet worden. Der Betriebstrom wird für die Strecken beider Länder aus dem Ruetzwerke bezogen, bis für die bayerische Strecke ein eigenes Werk, vielleicht das Walchenseewerk, erbaut sein wird. Das Ruetzwerk liegt im Stubaital. Das Wasser des Ruetzbaches wird von Fulpmes ab 6 km weit dem Kraftwerke zugeleitet, das vorläufig zwei 4000 pferdige (3000 KVA) Turbinendynamos von 300 Uml./min erhalten hat. Das Gefälle beträgt 172 m und die Wassermenge 5 cbm/sk. Die Maschinenspannung wird auf 50000 V erhöht und in den Unterwerken Reith und Schanz auf die Fahrdrahtspannung herabgesetzt. Das Ruetzwerk kann im Winter 4300 PS und in der wärmeren Jahreszeit acht Monate lang 8600 PS leisten; es kann jährlich 45 Mill. KW-st abgeben, was weit über den Bedarf der Mittenwaldbahn hinausgeht, da diese nur 3200 KW höchsten Strombedarf hat. Die von der AEG-Union gelieferten Lokomotiven für die tirolische Strecke der Bahn haben einen hoch aufgestellten Wechselstrom-Kollektormotor von 800 PS Stundenleistung, der die drei Treibachsen von 1034 mm Rad-Dmr. durch Kuppelstangen und Blindwelle antreibt. Die Lokomotiven haben außer den Treibachsen noch eine Laufachse von 870 mm Dmr. Die Anfahr-Zugkraft beträgt 8400, die höchste Zugkraft 9500 kg, die normale Geschwindigkeit 30 und die höchste 40 km/st. Der Radstand der Treibachsen ist auf 1600 und 2400 mm bemessen, der Abstand zwischen letzter Treib- und Laufachse auf 1900 mm. Zwischen den beiden Treibachsen mit 2400 mm Radstand liegt in der Mitte die Blindwelle mit 480 mm Kurbelhalbmesser. Die Länge über die Puffer beträgt 10300 mm, das Gewicht 56 t, wovon je 14 t auf die Treibachsen und die Laufachse entfallen. Die Lokomotiven können einzeln 100 t schwere Züge befördern, aber auch für größere Leistungen zu zweien gekuppelt werden.

Die Erzeugung von Elektrostahl hat im Jahre 1911 in den meisten Ländern, die dafür in Betracht kommen, zugenommen, wie die nachstehende Uebersicht erkennen läßt.

	1909	1910	1911
Deutschland . . . . t	17 773	36 188	66 654
Vereinigte Staaten . . . . . . »	13 762	52 141	29 105
Oesterreich-Ungarn . . . . . . »	9 048	20 028	22 867
Frankreich . . . . »	6 456	11 759	13 850

An erster Stelle steht dabei Deutschland. Dagegen ist die Erzeugung in England nach wie vor unwesentlich. Daß die Welterzeugung nur wenig größer ist als im vorhergehenden Jahre, liegt an dem Rückgang in den Vereinigten Staaten, der auf die ungünstige wirtschaftliche Lage des Jahres 1911 zurückzuführen ist. Recht erheblich ist die Herstellung von Eisenlegierungen auf elektrischem Wege in Frankreich. Sie betrug rd. 23800 t bei einer gesamten Gewinnung von 60200 t. (Stahl und Eisen 25. Juli 1912)

Der Hamburger Luftschiffhafen. In Hamburg ist vor kurzem eine neue Luftschiffhalle fertiggestellt worden. Der von der Hamburger Firma H. C. E. Eggers & Co. für die »Delag« ausgeführte Bau ist 160 m lang, 45 m breit, 26 m hoch und damit die größte bestehende Halle. Die Längsachse liegt in der Richtung der am häufigsten vorkommenden Winde von WSW nach ONO. Die eisernen Hauptbinder sind als eingespannte Bogen ausgebildet und in einem Abstand von 15,9 m angeordnet. Sie sind durch zwei in der oberen Dachfläche liegende Gitterträger, die wieder einem Zwischenbinder als Auflager dienen, verbunden. Der untere 6 m hohe, 22 cm dicke Teil der Wände besteht aus Beton, die Ausmauerung darüber aus 1/2 Stein starkem, mit Bandeisen bewehrtem Mauerwerk. Für die Fundamente wurde Beton verwandt, zum Teil mußten erst Pfähle gerammt werden. Die Halle kann durch zweiflügelige Schiebetore an beiden Giebeln abgeschlossen werden; die Höhe eines Flügels beträgt etwa 26 m, die Breite 25 m. Das Gerippe der Flügel besteht aus Eisen und ist mit Eternitplatten abgedeckt. Die Tore werden mit der Hand angetrieben; zum Oeffnen eines Flügels sind drei Mann erforderlich. Infolge ihrer Breite kann die Halle zwei Zeppelin-Luftschiffe gleichzeitig aufnehmen. Laufstege, die sämtlich miteinander in Verbindung stehen, sind in reichlichem Maße angeordnet. (Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschifffahrt 27. Juli 1912)

Wasserstoff-Fernleitung. Zwischen dem Werk »Elektron« der Chemischen Fabrik Griesheim und dem Luftschiffhafen von Frankfurt a. M. ist eine 4,5 km lange Leitung für Wasserstoff hergestellt. In der Fabrik in Griesheim wird Wasserstoff bei der Erzeugung von Aetznatron und Chlorgas in größeren Mengen als Nebenerzeugnis gewonnen. Durch die Fernleitung können täglich etwa 1000 cbm Wasserstoff bei einem Druck von rd. 1000 mm Wassersäule nach Frankfurt geleitet werden. Die ganze Leitung ist autogen geschweißt, Muffen sind nur in größeren Abständen verwendet. Im Luftschiffhafen ist die Leitung an einen 6000 cbm fassenden Behälter angeschlossen, von dem Zweigleitungen nach verschiedenen Punkten der Luftschiffhalle gehen. (Schweizerische Bauzeitung 27. Juli 1912)

Das **Verzinkverfahren von Lohmann** unterscheidet sich nach einer Mitteilung der Zeitschrift »Engineering«[1]) vom üblichen durch einen Zusatz von Quecksilber zum Reinigungsbade. Der zu verzinkende eiserne oder stählerne Gegenstand kommt zuerst in das gewöhnliche Schwefelsäurebad und darauf in das Lohmannsche Bad, das aus Salzsäure, Quecksilberchlorid und Ammoniak besteht. Er wird dann getrocknet und bei rd. 535° in die betreffende Legierung getaucht. Die Wirkung des Quecksilbers soll darauf beruhen, daß es in diesem heißen Bade verdampft, dadurch die Poren des Eisens freigibt und der Legierung ermöglicht, sich besonders fest mit dem Eisen zu verbinden. Das Verfahren kann ohne weiteres von Arbeitern, die mit dem Heißverzinken vertraut sind, durchgeführt werden. Die Ueberzugmasse besteht aus Zink, aus Blei oder einer Legierung von beiden. Für dünne Bleche wird eine solche aus 100 Teilen Zink, 4 Teilen Blei und einem Teil Zinn besonders empfohlen.

Die Kohlenförderanlage bei Savona, über die wir in Z. 1912 S. 1178 kurz berichteten, besteht aus einer Drahtseilbahn mit elektrischem Antrieb und einem anschließenden Silo im Hafen von Savona, der durch drei Bockkrane bedient wird. Die Drahtseilbahn erstreckt sich auf 17,5 km Länge bis zur Station San Giuseppe, wo nach ein Silo und Stapelplätze vorgesehen sind, die 600000 t Kohle aufnehmen können. Die Stapelplätze werden durch eine rd. 1000 m lange Hängebahn sowie zwei Verladebrücken bedient, auf die die Wagen der Drahtseilbahn unmittelbar übergehen. Die ganze Anlage, Drahtseilbahn und Lager- und Ladevorrichtungen, ist für eine Jahresförderung von 1200000 t Kohle von J. Pohlig A.-G. in Köln erbaut worden.

Von einer **besonders schweren Lokomotivbauart der Baldwin Locomotive Works** hat die Erie-Bahn vor kurzem 20 Stück erhalten. Die für den Güterverkehr auf den Linien bei Cincinnati bestimmten 1 D 1-Zwillings-Heißdampflokomotiven mit Schmidtschem Ueberhitzer haben 711 mm Zyl.-Dmr. und 813 mm Hub, Kolbenschiebersteuerung und Rahmen aus Gußstahl mit Vanadiumzusatz. Die vier Treibachsen mit Rädern von 1422 mm mittlerem Durchmesser haben 5,03 m Radstand, der Gesamtradstand beträgt 10,85 m und das Dienstgewicht 146,5 t. Einschließlich des vierachsigen Tenders für 15 t Kohle und 34 cbm Wasser wiegt die Lokomotive etwa 226 t. (The Engineer 26. Juli 1912)

Neue japanische Linienschiffe. Auf den kaiserlich japanischen Werften in Kure und Yokosuka sind unlängst die beiden Schwesterschiffe »Kawachi« und »Settsu« fertiggestellt worden. Die Schiffe haben 20750 t Wasserverdrängung und sind mit je zwölf 30,5 cm-, zehn 15 cm- und zwölf 10 cm-Geschützen sowie fünf Torpedorohren bewaffnet. Die großen Geschütze stehen in Zwillingstürmen.

»Kawachi« wird von Curtis-Turbinen, die auf drei Wellen arbeiten, »Settsu« von Parsons-Turbinen, die auf vier Wellen arbeiten, angetrieben. Die Maschinenanlagen beider Schiffe leisten je 25500 PS, womit eine Geschwindigkeit von rd. 20 Knoten erzielt werden soll. (Engineering vom 26. Juli 1912)

Kohlendampfer mit selbsttätiger Entladevorrichtung. Von der englichen Schiffswerft William Doxford & Sons in Sunderland ist für die Hamburger Firma Gebr. Sauber der Kohlendampfer »Hermann Sauber« gebaut worden, der mit einer selbsttätigen Entladevorrichtung versehen ist. Das Schiff ist

[1]) vom 19. Juli 1912.

95 m lang und 13 m breit und hat 3750 t Ladefähigkeit. Auf beiden Schiffseiten ist eine Förderanlage angeordnet, welche die Kohlen aus den Räumen zu Schüttrinnen befördert; in Verbindung hiermit steht eine selbsttätige Wage. Zum Antrieb der Förderanlagen dient eine 400pferdige Verbunddampfmaschine. Das Förderband bewegt sich mit 80 m/min Geschwindigkeit. Bei den ersten Versuchen wurden 1200 t Kohlen stündlich gefördert.

Benekesche Preisstiftung. Die philosophische Fakultät der Universität Göttingen hat alljährlich einen von dem Philosophen Beneke gestifteten Preis für eine wissenschaftliche Arbeit zu vergeben, deren Thema sie stellt. Das Thema dieses Jahres lautet:

»Die Fakultät wünscht eine möglichst geschlossene Darstellung des Gesamtgebietes des Flüssigkeitswiderstandes von einem hydrodynamischen Standpunkt aus. Auf die Förderung unserer Kenntnis vom Widerstand bewegter Körper in Flüssigkeiten und vom Widerstand der Flüssigkeiten in Rohrleitungen und Kanälen durch einige Arbeiten des Verfassers, sei es theoretischer, sei es exprimenteller Art, wird dabei besonders Wert gelegt werden.«

Bewerbungsschriften sind in einer der modernen Sprachen abzufassen und bis zum 31. August 1914, auf dem Titelblatt mit einem Motto versehen, an die Fakultät einzusenden, zusammen mit einem versiegelten Briefe, der auf der Außenseite das Motto der Abhandlung und innen den Namen, Stand und Wohnort des Verfassers anzeigt. In andrer Weise darf der Name des Verfassers nicht angegeben werden. Auf dem Titelblatt muß ferner die Adresse verzeichnet sein, an welche die Arbeit zurückzusenden ist, falls ihr ein Preis nicht zuerkannt wird.

Der erste Preis beträgt 1700 *M*, der zweite 680 *M*. Die gekrönten Arbeiten bleiben unbeschränktes Eigentum ihrer Verfasser.

Die zuerkannten Preise werden am 11. März 1915 in öffentlicher Sitzung der philosophischen Fakultät in Göttingen bekannt gegeben.

Der Verband Deutscher Patentanwälte veranstaltet vom Oktober d. Js. ab **Kurse zur Aus- und Weiterbildung auf dem Gebiete des gewerblichen Rechtsschutzes.** Diese Vorlesungen sollen möglichst das Gesamtgebiet des gewerblichen Rechtsschutzes behandeln und Gelegenheit zu einem gründlichen planmäßigen Studium des Gebietes bieten. Die Einrichtung ist nicht nur für Patentanwälte und Vertreter von Patentanwälten gedacht, sondern für alle Personen geeignet, die als Richter, Beamte, Rechtsanwälte usw. ein besonderes Interesse an diesem Gebiete haben. Ebenso sind alle Studierenden von Hochschulen zugelassen. Die Vortragenden werden mit den Vorlesungen auch praktische Uebungen verbinden. Der Plan geht dahin, den Gegenstand in etwa zwei Semestern abschließend zu behandeln.

Zunächst sind folgende Vorlesungen gesichert: Patentanwalt Dr. J. Ephraim: Die patentfähige Erfindung nach deutschem und internationalem Rechte. Patentanwalt Dr. Heinemann: Das Warenzeichenrecht. Rechtsanwalt Dr. Isay: Grundlagen des Zivilprozesses mit besonderer Berücksichtigung des Patenterteilungsverfahrens. Patentanwalt Dr. Lang: Das Gebrauchsmusterwesen. Patentanwalt Dr. Levy: Amerikanisches und englisches Patentrecht. Rechtsanwalt Meinhardt: Die den ordentlichen Gerichten überwiesenen Patentsachen. Patentanwalt Mintz: Das Verfahren vor dem Kaiserlichen Patentamte. Die Gebühr für jede Vorlesung beträgt 10 *M*. Anmeldung bei der Geschäftstelle des Verbandes Deutscher Patentanwälte, Berlin SW. 11, Königgrätzer Straße 83.

Die Kurse werden im Dienstgebäude des Kaiserlichen Patentamtes, Berlin SW., Gitschiner Straße 97/103, im Sitzungssaale 102 im ersten Obergeschoß stattfinden.

Es ist eine traurige Fügung, daß am Vorabend des Tages, an welchem sein ausgezeichneter Aufsatz »Die neueren Bestrebungen zur Verbesserung des mathematischen Unterrichtes an den höheren Schulen Deutschlands« in dieser Zeitschrift[1] erschien, Geh. Hofrat Prof. **Treutlein,** Direktor der Goetheschule (Reformgymnasium) in Karlsruhe, am Herzschlage **gestorben ist.** Treutlein, dessen Hauptfach Mathematik war, hat in der vordersten Reihe derer gestanden, die für eine den modernen Bedürfnissen entsprechende stärkere Betonung der Naturwissenschaften und der Mathematik in unserm Schulunterricht eintreten, und demgemäß hat er auch mannigfache Beziehungen zum Verein deutscher Ingenieure gehabt, die nun leider durch seinen plötzlichen Tod zerrissen worden sind.

[1] s. Nr. 30 vom 27. Juli, S. 1199.

Zuschriften an die Redaktion.

Ueber die Wirtschaftlichkeit moderner Trockenbagger und verwandter Bodenförderungsanlagen.

Zu der Besprechung in Nr. 20 der Zeitschrift habe ich hinzuzufügen: Auf S. 62 der Dissertation liegt außer der mit Recht gerügten Entstellung des Zahlenwertes für den Zahndruck am großen Zahnkranz des Löffelbaggers $P = 11700$ (nicht 17000), die beiläufig nicht einem »groben Rechenfehler«, sondern einem Druckfehler ihre Entstehung verdankt, ein weiterer Fehler oder dergl., wie ihn die Besprechung vermutet, nicht vor, vielmehr wurde der Wert für die Winkelbeschleunigung im ersten Augenblicke der Schwenkbewegung aus dem Beobachtungswerte $\frac{d\omega}{dt} = \frac{0,1}{0,5}$ mit 0,2 zuverlässig festgestellt; er ist allerdings in dem Diagramm Fig. 17 nicht maßstäblich genau wiedergegeben.

Die Besprechung gibt ferner an, daß ich über die Diskussion des wirtschaftlichen Einflusses der Stromart bei elektrischen Baggern als »nicht zur Diskussion stehend« hinweggehe. Als unentbehrlich zum Verständnis darf dann wohl mindestens nicht die unmittelbar angefügte Begründung fortgelassen werden. Wörtlich lautet die fragliche Stelle: Bei Besprechung der Frage, »wie sich die bekannten Eigenarten des elektrischen Antriebes mit den Erfordernissen des Trockenbaggerbetriebes in vorteilhaftester Weise in Einklang bringen lassen« und nach Aufzählung der wichtigsten dieser Erfordernisse wird gesagt: »Es sei zunächst hervorgehoben, daß die Wahl der Stromart — Gleich- oder Wechselstrom — und der Netzspannung hier nicht zur Diskussion steht, weil der Baggerkonstrukteur darauf keinen Einfluß haben wird, vielmehr sich mit der verfügbaren elektrischen Energie abfinden muß.«

Berlin, den 3. Juni 1912. Dr.-Ing. P. Sanio.

Sehr geehrte Redaktion!

Auf obige Zuschrift möchte ich folgendes erwidern: Bei dem unrichtigen Zahlenwert 17000 kg statt 11700 kg mußte man allerdings einen Rechenfehler insofern voraussetzen, als eine unrichtige Multiplikation gerade ziffernmäßig genau den Wert 17000 kg ($14000 \cdot 1,2 = 17000$) liefert, während die Division den richtigeren Wert 11700 kg ergibt ($14000 : 1,2 = 11700$). Wenn dieser Fehler sich als Druckfehler erklären läßt, dann um so besser. Jedenfalls wird Einsender nunmehr selbst nicht mehr die Reibungsziffer 0,43 für Eisen auf Eisen (wenig geschmiert) für wahrscheinlich halten.

Daß der angegebene Wert für die größte Winkelbeschleunigung $\frac{d\omega}{dt} = \frac{0,1}{0,5} = 0,2$ einer zuverlässigen Messung sein Entstehen verdankt, ist sehr unwahrscheinlich. Dieser Wert soll nicht maßstäblich genau in Fig. 17 S. 17 wiedergegeben sein. Damit erklärt sich aber nicht der weitere Fehler von 100 vH: das Diagramm, Fig. 17 S. 17, zeigt nämlich als Abszissenmaßstab 2,5 mm = 1 sk, während dem Text und offenbar der weiteren Rechnung der Doktorarbeit 5 mm = 1 sk zugrunde gelegt sind.

So kommt man ohne Künstelei auf den Wert der Winkelbeschleunigung 0,1, der tatsächlich den erreichten Höchstwert darstellen dürfte, insbesondere für 0,2 als Winkelgeschwindigkeit und 5 sk Anlaufzeit.

Gegen die Hinzufügung des vermißten Nachsatzes habe ich nichts einzuwenden, wenn die Fortlassung Irrtümer hervorrufen könnte. Meine Bemerkung bezog sich, wie deutlich angegeben, auf elektrisch betriebene Löffelbagger für Gleichstrom im besondern, die ihren ersten Erbauern größere Schwierigkeiten bereitet haben als Drehstrom-Löffelbagger. Eine nähere Erörterung würde an dieser Stelle zu weit führen.

R. Richter.

Hagen i. W.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 33. **Sonnabend, den 17. August 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Der Elbtunnel in Hamburg und sein Bau.[1]

Von Baumeister **O. Stockhausen** in Hamburg.

(hierzu Textblatt 19 und 20)

Eines der eigenartigsten Bauwerke, das zwar nicht zu den schwierigsten, aber wohl zu den interessantesten Ausführungen der Ingenieurbaukunst Deutschlands zu zählen ist, wurde in Deutschlands größter Hafenstadt, der alten Hansestadt Hamburg, im letzten Jahre fertiggestellt und dem Verkehr freigegeben. Es ist dies der Elbtunnel, der als unterirdischer Verkehrsweg, tief unter der Sohle des hier 400 m breiten Elbstromes, den Stadtteil St. Pauli mit den Industrie- und Hafengebieten Steinwärder und Kuhwärder verbindet.

Bis zu diesem Zeitpunkt waren als einzige landfeste Verbindungen zwischen der Stadt und dem linkselbischen Hafengebiet nur die Eisenbahn- und die Straßenbrücke über die Elbe am oberen Ende der Seeschiffhäfen vorhanden. Dem Personenverkehr diente eine Reihe von Fährlinien. Die Fährdampfer vermitteln den Verkehr über bestimmte Strecken auf dem kürzesten Wege, versagen jedoch bei eintretendem Nebel oder Eisgang, und tausende im Freihafen beschäftigte Arbeiter und Angestellte waren dann gezwungen, den weiten Umweg über die Elbbrücke zu machen, um zur Arbeitstätte oder nach der Wohnung zu gelangen. Dieser Umweg mußte vom Fuhrwerkverkehr tagtäglich überwunden werden, wenn Güter von und nach dem linkselbischen Freihafengebiet befördert werden sollten. Es ergab sich deshalb die Notwendigkeit, auch an der westlichen Stadtgrenze in der Nähe Altonas eine landfeste Verbindung der beiden Elbufer zu schaffen.

Fig. 1. Plan des Hafens von Hamburg.

Wie aus dem Plan des Hafens von Hamburg, Fig. 1, hervorgeht, wird durch den Tunnel die Entfernung vom Mittelpunkt der Geschäftstadt, der Börse, bis zum Mittelpunkt der Hafenanlagen der Hamburg-Amerika-Linie von 8200 auf 4000 m verkürzt. Für die Fuhrwerkverbindung von St. Pauli nach Steinwärder bedeutet der Tunnel sogar eine Verkürzung von 11 km.

Eine Hochbrücke hätte, um die Zugänge zu den oberen Seeschiffhäfen nicht zu sperren, mindestens 55 m über dem Wasserspiegel liegen müssen und einen Kostenaufwand von etwa 25 Mill. ℳ erfordert.

Eine Schwebefähre, deren Baukosten etwa ein Drittel dieser Summe erfordert hätten, wäre dem Verkehr nicht gerecht geworden und hätte, ebenso wie in Vorschlag gebrachte große Schiffsfähren, den überaus regen Schiffsverkehr auf der Elbe recht empfindlich gestört und wie die bestehenden Fährverbindungen unter Umständen versagt.

[1]) Nach einem vom Verfasser am 6. Dezember 1911 im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure gehaltenen Vortrage.

Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserbau) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Fig. 2 und 3. Längsschnitt

Maßstab

Steinwärder

20 m wagerecht — 150 m im Gefälle 1 : 100 — 108,5 m wagerecht — 448,50 m

Der Vorschlag des Baurats Wendemuth', die Verbindung durch eine unterirdische Verkehrstraße, durch einen Unterwassertunnel mit beiderseitigen Aufzügen herzustellen, fand deshalb nach mehrjährigen Verhandlungen in den Behörden allgemeine Zustimmung, und im November 1906 bewilligten Senat und Bürgerschaft der Freien und Hansestadt Hamburg die Summe von 10 722 000 ℳ zum Bau dieses Elbtunnels.

Die Bauarbeiten der gesamten Tunnelanlage wurden am 27. März 1907 an Ph. Holzmann & Cie. in Frankfurt a. M. als einzige deutsche Firma, die im Bau von Unterwassertunneln Erfahrungen besaß, auf Grund der von ihr eingereichten vorläufigen Arbeitspläne und bindenden Anschläge übertragen. Die Arbeiten begannen am 22. Juli 1907 und wurden so gefördert, daß das Bauwerk in vier Jahren vollendet und am 7. September 1911 dem Personenverkehr, am 30. November 1911 dem Fuhrwerkverkehr geöffnet werden konnte.

Fig. 4. Grundriß eines Fahrschachtes.

Maßstab 1 : 300.

Gesamtanlage.

Die Gesamtanlage des Tunnels ist aus Fig. 2 und 3 ersichtlich. Rampen waren nach den örtlichen Verhältnissen nicht angebracht, der Tunnel ist also als Aufzugtunnel erbaut. Für die Regelung des Verkehrs sind zwei getrennte Tunnelrohre von rd. 6 m äußerem Durchmesser, 8 m von Mitte bis Mitte voneinander entfernt, angeordnet. Die auf beiden Uferseiten befindlichen Fahrschächte sind 448,5 m von Mitte bis Mitte voneinander entfernt und haben 22 m inneren Durchmesser.

Die Sohle des Elbstromes liegt etwa 5 m unter Hamburger Null (Hamburger Null = 3,538 m unter Normal-Null), die Oberkante Tunnel auf — 11 m H. N., die Unterkante auf — 17 m H. N.; somit führt die Fahrbahn an ihrer tiefsten Stelle etwa 21 m unter dem mittleren Hochwasserspiegel der Elbe hin.

Der Tunnel ist in der Mitte auf 108,5 m wagerecht, steigt nach den Schächten in Steigung 1 : 100 auf 150 m um 1,5 m an und geht dann wagerecht in die Schachtsohle über. Er läßt noch eine Austiefung der Elbe auf etwa 13 m unter Hochwasser zu.

Fahrschächte und Aufzüge.

In jedem Fahrschachte befinden sich 6 Aufzüge in verschiedenen Größen symmetrisch zur Mitte angeordnet, s. Fig. 4. Die beiden mittleren Aufzüge, 3 m zu 10 m groß, von 10 t Tragkraft, sind für große und schwere Fuhrwerke, die beiden nächstfolgenden Aufzüge, 2,6 m zu 8 m groß, von 6 t Tragkraft, für mittlere und kleine Fuhrwerke und die beiden äußeren Aufzüge, 1,8 m zu 3,5 m groß, von 2,4 t Tragkraft, für den Personenverkehr bestimmt.

und Grundriß des Elbtunnels.
1 : 1250.

St. Pauli
M. H.-W. + 5,08 H. N.
150 m im Gefälle 1 : 100
20 m wagerecht

Die Hubhöhe der Aufzüge von Schachtsohle bis Straßenhöhe beträgt 23,5 m.

Zu Zeiten des Arbeiterandranges nach und von den Werften werden sämtliche Aufzüge zur Personenbeförderung benutzt; dann fassen die großen Aufzüge je 130 Personen, die mittleren 80 Personen und die Personenaufzüge 26 Personen.

Da während dieser Zeit der Fuhrwerkverkehr gesperrt ist, so werden in einer halben Stunde etwa 7000 Personen durch die Aufzüge nach einer Richtung befördert.

In jedem Fahrschacht ist eine Doppeltreppenanlage in leichter Eisenkonstruktion eingebaut; bei etwa vorkommendem Versagen der Aufzüge dient sie als Nottreppe.

Der Verkehr in der Tunnelanlage ist rechtsgehend, so daß der stromaufwärts liegende Osttunnel für den Verkehr nach Hamburg, der stromabwärts liegende Westtunnel für den Verkehr nach dem Freihafen bestimmt ist. Die einzelnen Aufzüge werden für den Fuhrverkehr in der Regel nur entsprechend der Benutzung der Tunnelrohre in einer Verkehrsrichtung benutzt, um Kreuzungen des Verkehrs auf der Schachtsohle zu vermeiden.

Das Heben und Senken der Aufzüge erfolgt durch elektrisch angetriebene Winden, die mit den erforderlichen Hülfseinrichtungen in den über den Fahrgerüsten befindlichen Maschinenräumen der Einfahrthallen aufgestellt sind, s. Fig. 5, Textblatt 19. Die Windentrommeln der großen Aufzüge werden durch zwei Elektromotoren angetrieben. Jeder Elektromotor, der wegen der eigenartigen Steuerverhältnisse drei Feldwicklungen hat, arbeitet auf eine Schnecke, die die Bewegung durch zwei Zahnräder auf die Achse der Windentrommel überträgt. Die Aufzüge sind an Drahtseilen von zehnfacher Sicherheit aufgehängt. Die Eigenlast und die halbe Nutzlast sind durch Gegengewichte ausgeglichen.

Die Aufzüge fahren beim Anstellen selbsttätig langsam an, verlangsamen am Schluß der Fahrt selbsttätig durch Einschalten von Kontakten ihre Fahrgeschwindigkeit und stehen am Endpunkt still, nachdem sie vor der Ein- oder Ausfahrtöffnung angelangt sind. Die Lastenaufzüge werden in der Regel von den außenstehenden Wärtern oben und unten eingeschaltet, können aber auch vom Aufzuge selbst aus in Fahrt gesetzt werden. Die Personenaufzüge werden durch einen ständig mitfahrenden Führer bedient. Die großen Aufzüge gebrauchen für die Fahrt 35 sk, die kleineren 30 sk und die Personenaufzüge 25 sk einschließlich Beschleunigungs- und Verzögerungsperiode.

Vor den Lastenaufzügen ist ein Vorraum angeordnet, der den bedienenden Wärtern eine Uebersicht über die Benutzung der Aufzüge gestattet, s. Fig. 6; vor den Personenaufzügen ist außerdem noch ein besonderer Warteraum vorhanden. Die Benutzung der Tunnelanlagen, auch der Aufzüge, ist für Personen frei, für den Transport von Gegenständen, Vieh und Geräten sowie für den Fuhrverkehr ist

Fig. 6.
Vorhalle der Wagenaufzüge.

ein von der Behörde festgesetzter Tarif maßgebend, der Gebühren in Höhe von 5 ₰ bis zu 4 ℳ vorsieht.

Die Zugänge zu den Lastaufzügen sind gegen Straße und Schachtsohle durch hydraulisch betätigte Hubtüren abgeschlossen, die nur geöffnet werden können, wenn der Auf-

zug hinter der Hubtür eingefahren ist. Beim Oeffnen und Schließen dieser Hubtüren werden die am Aufzug befindlichen gleichen Hubtüren durch eine Greif- und Mitnehmervorrichtung ebenfalls selbsttätig geöffnet oder geschlossen. Durch diese Türen ist eine zweckmäßige Ausnutzung des nicht benutzten Raumes im Fahrgerüst erzielt, ohne den Verkehr im geringsten zu stören. Die Türen sind so hoch und so stark konstruiert, daß weder die Pferde darüber hinwegsehen können, noch beim Anstoßen einer Wagendeichsel eine Beschädigung der Tür möglich wäre.

Fig. 7 und 8.

Senkrechte Schnitte durch den Fahrschacht St. Pauli.

Da durch die wechselnde Belastung der Lastenaufzüge ein vollkommen genaues Einfahren auf stets gleiche Höhe nicht möglich ist, so sind zwischen Fahrbahn und Aufzug Ausgleichklappen angebracht, die, hochgerichtet, den Aufzug vollständig freigeben, wenn die Tür geschlossen ist. Beim Anheben der Tür senkt sich gleichzeitig die Ausgleichklappe auf die Vorderkante des Aufzuges nieder. Hubtür und Ausgleichklappe werden zwangläufig mittels hydraulischer Kraft durch im Maschinenraum aufgestellte Preßwasserpumpen bewegt, indem ein Hebel am Führerstande hoch oder tief gestellt wird.

Selbstverständlich fehlen die üblichen Sicherheitsvorkehrungen nicht. Solange nicht sämtliche Türen eines Aufzuges geschlossen sind, wird bei zu frühem Einschalten der Aufzug nicht in Bewegung gesetzt, weil der geöffnete Türkontakt den Steuerstrom unterbrochen hält. Bei übermäßiger Dehnung oder beim Bruch eines Seiles wird eine Fangvorrichtung ausgelöst, die den abwärts gleitenden Aufzug abfängt und so ein Abstürzen in die Tiefe verhindert. Durch seitlich am Aufzug angebrachte kleinere Türen kann man bei derartigen Betriebstörungen dann in den daneben zu fahrenden nächsten Aufzug übersteigen, wenn infolge von Komplikationen der Aufzug nicht sofort mit der Hand in eine der Endstellungen zurückgekurbelt werden kann.

Fig. 10.

Aufzüge und Fahrgerüst, von der Seite gesehen.

Die Aufzuggerüste, die gleichzeitig als Tragkonstruktion der Aufzugführungen und des Maschinenraumfußbodens dienen, sind in Geländehöhe und in entsprechender Höhe über der Schachtsohle durch einfach ornamentierte Eisenblechwände abgeschlossen, Fig. 6 bis 8 und Fig. 9 (Textblatt 19). Ueber jedem Fahrschacht erhebt sich ein Einfahrtgebäude, das außer dem schon erwähnten Maschinenraum an jeder Seite eine Anzahl Nebenräume für das Bedienungspersonal und für Reserveteile enthält. An der Treppenseite des Fahrschachtes, und wie dieser hochgeführt, sind hohe Fenster angeordnet, die unter normalen Wetterverhältnissen das volle Tageslicht bis auf die Schachtsohle leiten, so daß künstliche Beleuchtung wie in den Tunnelröhren nicht notwendig ist. Das Gebäude ist durch eine Kuppel von 22,5 m Dmr. aus Eisenbeton, deren Tragkonstruktion in Eisenfachwerk ausgeführt ist, überdeckt. Die Untersicht der Tragkonstruktion dieser Kuppel ist nicht, wie üblich, mit einbetoniert, sondern als Grundlage für die architektonische Durchbildung der Kassettierung benutzt.

Ueberhaupt wurde beim ganzen Bauwerk darauf gesehen, Konstruktionslinien und Konstruktionsteile nicht zu verdecken, sondern architektonisch wirksam zu veredeln.

Für Reparatur- und Reinigungsarbeiten an Kuppel, Fenster und Wänden ist auf der Decke des Maschinenraumes, die in der Höhe des Kuppelfußpunktes liegt, ein drehbarer Laufsteg angebracht, der sich um den Mittelpunkt des ganzen Schachtes in einem Zapfen dreht und von einem mitfahrenden Arbeiter herumbewegt werden kann.

Aus Fig. 7 und 8 sind die Gesamtanlagen eines Schachtes erkenntlich, während Fig. 9 (Textblatt 19) und Fig. 10 die Aufzüge und das Fahrgerüst zeigen.

Das Einfahrtgebäude in St. Pauli am westlichen Ende des Landungsbrückengebäudes ist wie dieses aus Tuffstein, Basaltlava und Granit hergestellt, die Fassade einfach, aber künstlerisch wirkend gehalten, das Dach und die Kuppel mit Kupfer gedeckt, so daß sich das Ganze dem Auge harmonisch als eine einheitlich wirkende Leistung darbietet.

Die Einfahrtstelle auf Steinwärder ist in ähnlichen Formen, aber den umgebenden Gebäuden entsprechend in Backstein ausgeführt. In derselben Weise sind die auf dieser Seite entstandenen Zollgebäude (der Tunnel schneidet unter der Elbe die Zollinie des Freihafengebietes) und ein elektrisches Kraftwerk, das für den Tunnel die motorische Kraft und die Beleuchtung liefert, architektonisch zu einer wirksamen Gesamtanlage gruppiert; s. Fig. 11, Textblatt 19.

Die Tunnelröhren.

Die beiden Tunnelröhren haben den aus Fig. 12 ersichtlichen Querschnitt. Die tragende Tunnelwandung besteht aus gebogenen miteinander vernieteten Walzträgern, auf deren Konstruktion später näher eingegangen wird. Als äußerer Schutz gegen Rost ist eine Zementumhüllung angebracht und der innere Raum dem dargestellten Profil entsprechend ausbetoniert.

In den Seitenwänden und in der Sohle befinden sich Aussparungen zur Aufnahme von Licht- und Kraftkabeln, Telephon-, Telegraphen-, Rohrpost- und Stadtwasserleitungen. Für den Tunnelbetrieb ist außerdem noch eine Spülleitung, die gleichzeitig Feuerlöschzwecken dienen kann, sowie eine Pumpleitung angelegt. An den tiefsten Stellen des Tunnels sind Pumpsümpfe eingebaut, die das zum Reinigen des Tunnels benutzte Wasser mit den tierischen Abgängen durch eine Sielleitung aufnehmen. Zwei in den Schächten aufgestellte Hochdruck-Kreiselpumpen heben diese Abwässer in die städtischen Siele.

Die lichte Tunnelweite beträgt 4,70 m, die lichte Tunnelhöhe 4,50 m. Die 1,82 m breite Fahrbahn hat beiderseits Fußwege. Letztere sind mit Asphaltplatten, die Fahrbahnen mit Spurplatten aus Granit auf Asphaltunterlage und dazwischen mit Hartgußasphalt belegt. Die größte Fuhrwerksbreite ist auf 2,5 m, die größte Fuhrwerkshöhe auf 4 m und die größte Wagenspurweite auf 1,8 m, entsprechend den in Hamburg zugelassenen Höchstabmessungen für Fuhrwerke, festgesetzt.

Da das Gesamtgewicht des Tunnels bei normaler Aus-

Fig. 12. Tunnelquerschnitt.
Maßstab 1 : 50.

führung auf 1 m Länge um etwa 3 t leichter als das verdrängte Wasser gewesen wäre, der Tunnel sich also nicht mit seiner Sohle, sondern mit der Decke an das Gebirge angelegt hätte, wurde ein möglichst schweres Betonmaterial verwandt und außerdem eine Roheisenbelastung von 2140 kg/m eingebracht, so daß das Einheitsgewicht des Tunnelrohres 1,01 beträgt. Wenn auch ein eigentliches Auftreiben nicht befürchtet wurde, so wäre doch zu erwarten gewesen, daß durch die Erschütterungen des Fuhrverkehrs der Tunnel im Laufe der Jahre langsam in die Höhe gewandert wäre und Spannungen erlitten hätte, die für die Dichtigkeit und Lebensdauer des Bauwerkes von ungünstigem Einfluß gewesen wären.

Der Uebergang der Tunnelrohre in den Schacht ist trompetenförmig ausgebildet, um den Verkehr möglichst glatt und einfach abzuwickeln. Die Tunnelwände und das Gewölbe sind mit glasierten Tonplatten verkleidet und das Innere durch elektrische Glühlampen erleuchtet. Die Tunnelknickpunkte und -eingänge wie auch einige Teile des Schachtes sind durch eine reichere architektonische Ausführung besonders hervorgehoben und durch künstlerische Plaketten, Türen und Wandreliefs betont, s. Fig. 13 und 14. In der ganzen Anordnung ist auch hier der Grundsatz durchgeführt, Konstruktionseinzelheiten nicht zu verdecken, sondern durch künstlerische Ausgestaltung hervorzuheben, was denn auch besonders in der auf- und absteigenden Linie der Lampenführung, den zweckentsprechend verteilten Reliefs sowie der dekorativen Ausbildung der Tunnelknickpunkte und Tunneleingänge zur Wirkung kommt.

Die Bauausführung.

a) Allgemeines.

Wenn auch nicht ganz in dem Maße wie bei einem Gebirgstunnel, so liegen doch auch hier die besondern Aufgaben und Schwierigkeiten weniger im Bauwerk, wie es sich fertig dem Auge des Beschauers darstellt, als in seiner Ausführung und den für diesen Zweck angewandten Bauverfahren. In der Tunnelstrecke findet sich bei St. Pauli am nördlichen Ufer in der Tiefe ein tertiärer Ton mit überlagernden sandigen Mergelschichten vor, der zum Teil so fest lag, daß er nicht mit der Kreuzhacke bearbeitet werden konnte, sondern gesprengt werden mußte. Hätte sich diese Bodenlagerung in gleicher Höhe durch die Tunnelstrecke gezogen, so hätten die Baukosten des Tunnels einige Millionen *M* weniger betragen. Leider war dies aber nicht der Fall; denn die Tonschicht fällt auf ein Drittel der Tunnellänge steil ab und wird dort von diluvialen und alluvialen Anschwemmungen überdeckt, bestehend aus feinem und grobem Sand, mit größeren Steinen, Kiesschichten, Holz-, Kohlen- und Pflanzenresten durchsetzt, ein Material, so durchlässig für Wasser, daß Ebbe und Flut in der Tiefe fast ebenso wahrnehmbar sind wie auf der Oberfläche des Elbstromes; nur war der Tidenhub um 10 bis 20 cm geringer, und die Gezeiten verzögerten sich um etwa eine halbe Stunde. Der Uebergang vom festen Ton zu den Sandablagerungen ist durch eine mit Sandadern durchsetzte Tonschicht überdeckt, die etwa die Konsistenz des Modelliertones hat. Fig. 15 und 16 zeigen das Bodenprofil.

Fig. 13
Tunnelinneres mit Profilwagen.

Nach den vorgefundenen Bodenverhältnissen konnte der Bau des Schachtes St. Pauli ohne besondere Hülfseinrichtungen mittels Wasserhaltung

durch Pumpen ausgeführt werden, während für den Schachtbau auf Steinwärder und für den Tunnelvortrieb Preßluft anzuwenden war. Die gesamte Installation für den Preßluftbetrieb wurde deshalb nach Steinwärder gelegt und später der Vortrieb der beiden Tunnelrohre nur von dieser Seite, vom linken Elbufer aus, vorgenommen. Bei einem Tunnelvortrieb von beiden Seiten wäre die Bauzeit um etwa 2 bis 3 Monate verkürzt worden, dafür wären aber die Kosten durch eine weitere Preßlufteinrichtung auf dem rechten Elbufer um etwa eine halbe Million *M* vermehrt worden.

Fig. 14. Tunnelmündungen.

Nach dem Gesagten sind es demnach drei verschiedene Bauabschnitte und Bauverfahren, die bei der Bauausführung des Elbtunnels angewandt wurden: Der Schachtbau St. Pauli als verhältnismäßig einfaches Bauwerk, der Schachtbau Steinwärder als komplizierteres Bauwerk und der Tunnelvortrieb als der schwierigste Teil dieser drei Aufgaben.

b) Der Schachtbau St. Pauli.

In St. Pauli ist der Ton von einer 4 bis 6 m hohen sandigen Mergel- und Lehmschicht überdeckt, die ziemlich stark wasserführend ist und deren Wasser zunächst abgefangen werden mußte. Dies geschah durch Herstellung eines ringförmigen Fangdammes etwa 3 m außerhalb der eigentlichen Schachtwand. Vergebliche Versuche mit eisernen Spundwänden führten dazu, diesen Fangdamm aus Beton als massive Mauer auszuführen.

Fig. 15 und 16.

Bodenformation in der Achse des Osttunnels. Tunnel-Längsschnitt und -Querschnitte.

1 reiner feiner Sand
2 mit groben Sandadern durchsetzt
3 Kiesschicht
4 mittelscharfer Sand
5 Kies mit Holzresten
6 Kies, Moor, Ton
7 feiner Kies
8 grober Sand und Kies
9 feiner Sand
10 grober Sand
11 feiner Kies mit Holz
12 sandgrober Kies mit Steinen
13 grober Kies
14 feiner Sand mit Holzresten und Schilf
15 feiner Sand mit Kohle
16 Ader aus feinem Eichenholz
17 feiner scharfer Sand
18 feiner Sand mit feiner Holzader
19 grober Sand mit mehreren Holzschichten
20 grober Sand mit mehreren Holzschichten, teilweise Bernstein
21 grober scharfer Sand
22 mittelfeiner Sand mit Holzresten
23 weiche Kleie
24 Kleie
25 Kleie mit Holzresten
26 Ton

Fig. 17 bis 20. Bau des Schachtes St. Pauli.

Bau des Fangdammes.

Ausheben und Betonieren des Schlitzes.

Ausheben des Erdkernes.

Betonieren der Sohle.

Während seiner Herstellung unter der alten vorhandenen Kaimauer fanden bei Hochwasser zweimal Wassereinbrüche und Ueberflutungen der Baugrube statt, die jedoch nur geringen Schaden anrichteten und die Bauausführung wenig verzögerten. Der Vorteil des fertigen Fangdammes war überraschend, die Baugrube blieb während der ganzen Bauausführung des Schachtes vollkommen trocken, so daß von einer Wasserhaltung durch Pumpen abgesehen werden konnte.

Am 2. Juni 1908 wurde der Abbau des Schachtes in Angriff genommen und für die Schachtwand ein ringförmiger Schlitz von etwa $2^1/_4$ m Breite in die Tiefe getrieben. Die Schachtwand wurde sodann von unten nach oben aufgeführt, indem als äußerster Ring eine Tragwand aus festen Mauerklinkern hergestellt wurde. Diese Wand wurde mit einer doppelten Lage etwa $^1/_2$ cm starker Asphalt-Isolierplatten, die sauber geglättet und gedichtet waren, beklebt und die übrige nach dem Innern zu belegene Schachtwand in Stampfbeton ausgeführt. Die Holzversteifung der Baugrube wurde, dem Bauvorgange folgend, während des Hochmauerns wieder mit ausgebaut. Nachdem so die Schachtwand bis Geländehöhe hochgeführt war, wurde der im Innern stehengebliebene Erdkern ausgehoben und entfernt und die Schachtsohle eingebracht. Für die in den Schacht mündenden Tunnelrohre war die Schachtwand an der betreffenden Stelle flanschartig verstärkt und die Tunnelöffnungen durch vorgesetzte Blendscheiben aus Backsteinmauerwerk gegen etwa eindringendes Grundwasser geschlossen.

Diese aus Fig. 17 bis 20 ersichtliche Bauweise hatte besondere technische und finanzielle Vorteile; denn hätte man den ganzen Schacht in seinem Durchmesser von 26 m auf eine Tiefe von etwa 30 m ausgehoben, so wären lange, teure und äußerst komplizierte Versteifungen notwendig gewesen, während so kurze Steifen, Fig. 21, Textblatt 20, in schon oft erprobter Ausführung angewandt werden konnten.

Fig. 23 und 24.

Herstellung der Schachtsohle.

O. Stockhausen: Der Elbtunnel in Hamburg und sein Bau.

Fig. 5. Aufzugmaschinenraum.

Fig. 9. Ansicht der Aufzüge vom Tunnel aus.

Fig. 11. Einfahrtgebäude Steinwärder.

Fig. 21. Baugrube St. Pauli.

Fig. 22. Isolierung der Schachtsohle St. Pauli.

Fig. 28. Träger der Senkkastendecke. Schacht Steinwärder.

Fig. 29. Absenkung des Schachtes Steinwärder.

Auch die Betonierung der Schachtsohle war insofern bemerkenswert, weil es sich darum handelte, einen Betonkörper von etwa 4 m Höhe und 22 m Dmr. einzubringen, und zwar so, daß er später sicher als Gewölbe wirkte. Auf den Erdboden kam zuerst eine Ausgleichschicht aus Zement, auf der dann eine doppelte Lage der auch zur Schachtwand-Isolierung benutzten Asphalt-Isolierplatten verlegt und an diese Isolierung angeschlossen wurde, Fig. 22, Textblatt 20. Um im Beton nun die Wirkung eines Gewölbes zu erzielen, wurde eine beim Steinbrückenbau gebräuchliche Ausführung, die Herstellung in einzelnen Stücken, für diesen Zweck in brauchbarer Form angewandt. Zunächst wurde ein Betonkörper in Sohlenmitte als Ganzes in einem Arbeitstage hergestellt. Dann wurde zwischen einer spiralförmig gestellten Brettschalung und diesem Körper der Beton weiter und weiter herumgeführt, etwa in einer Weise, wie man einen Apfel schält; s. Fig. 23 und 24. Es entstanden so nur Fugen an den Stellen, wo theoretisch die Fugen eines Gewölbes liegen müssen, und man erreichte auf diese Weise, daß das Ganze als geschlossenes Gewölbe wirkte. Die Ausführung hat zu durchaus befriedigenden Ergebnissen geführt.

Während der Betonierung der Sohle wurde, um eine Beschädigung durch von unten kommenden Wasserdruck zu vermeiden, das Wasser unter der Sohle durch Pumpen auf einer gewissen Höhe gehalten. Der Pumpensumpf war durch ein eisernes, sorgfältig mit der Isolierung verbundenes Rohr an eine auf der Schachtsohle stehende Pumpe angeschlossen. Nach Erhärtung des Betons wurde der Sumpf ausgefüllt und das Rohr verschraubt.

c) Schachtbau Steinwärder.

Ein abweichendes Bauverfahren wurde bei dem unter Druckluft abgeteuften Schacht Steinwärder angewandt; Gesamtanordnung und Einzelheiten sind aus Fig. 25 bis 29 ersichtlich.

Die Bauarbeiten begannen am 22. Juli 1907 mit dem Erdaushub der Baugrube bis auf den Grundwasserstand. Alsdann wurde mit dem Bau des Schachtes in dieser Baugrube begonnen. Eine aus Stahlguß hergestellte keilförmige Senkkastenschneide wurde der Schachtform entsprechend mit angenieteten Konsolen zusammengebaut und mit einem 3 m oberhalb angebrachten Trägerrost verbunden. Dieser Trägerrost besteht aus einander rechtwinklig kreuzenden Gitterträgern von 32 cm Höhe, die einerseits bei der Absenkung die Schachtwände verspannen, anderseits, wenn in die Sohle einbetoniert, hier auftretende Zugspannungen im Beton aufnehmen. An diese Schneide wurde als äußere Schachtwandung ein genieteter und verstemmter Blechmantel angesetzt, der nach innen eine Isolierung durch eine Doppellage mit Goudron geklebter Leinwand erhielt. Innerhalb dieses Blechmantels wurde das eigentliche Schachtmauerwerk aus Beton eingestampft, dessen Außenseite in etwa 40 cm Stärke aus einer festeren, fast wasserdichten Schicht in Mischung $1 : 2^1/_2$ besteht. Um bei ungleichmäßigem Abteufen Rißbildungen zu vermeiden, wurden in die Schachtwand Rundeisen eingelegt, die senkrecht, wagerecht und kreuzweise angeordnet sind und 40 und 25 mm Dmr. haben. Die innere Form der Schachtwand wurde durch eine Betonschalung aus einzelnen versetzbaren Teilen gebildet, die, dem Hochbauen des Schachtes folgend, nach Erhärten der zuletzt erfolgten Betonierung in gleicher Weise höher gesetzt wurde.

Fig. 25 und 26.

Schacht Steinwärder im Bau. Beginn der Absenkung.

Maßstab 1 : 300.

Während dieser Bauausführung wurde schon mit der Schachtabteufung begonnen, die Erde ausgehoben und der Wasserandrang durch elektrisch betriebene Kreiselpumpen

bewältigt. Von + 1 H. N. ab mußte jedoch Preßluft angewandt werden, da von hier an eine erfolgreiche Wasserhaltung nicht mehr durchzuführen war. Der untere Teil des Fahrschachtes wurde deshalb als Senkkasten abgeschlossen. Etwa 7 m über Trägerrost oder 10 m über Unterkante Schneide wurde eine schwere Brückenträgerkonstruktion mit daran hängender Decke aus Eisenplatten eingebaut, Fig. 27 und Fig. 28, Textblatt 20. Diese Deckenträger mit der Decke hatten einen Luftdruck von 25 m Wassersäule gleich 25 t/qm auszuhalten. Wenn auch durch den darauf gebrachten Sandballast nahezu die Hälfte ausbalanziert werden konnte, so war doch immer noch mit einer überschießenden Belastung von etwa 13 t/qm zu rechnen. Da bei normalen Brücken eine Belastung von 400, höchstens 700 kg/qm angenommen wird, so mußten also diese Träger das Zwanzig- bis Dreißigfache des normalen Druckes aushalten, wodurch sich ihre außergewöhnliche Stärke erklärt. Die hohe Lage der Decke über dem Trägerrost wurde dadurch bedingt, daß beim später folgenden Tunnelvortrieb ohne bauliche Aenderungen von hier unmittelbar aus dem Schacht heraus der Schildvortrieb erfolgen sollte.

Vom 18. Juni 1908 ab wurde deshalb die Schachtabteufung unter Preßluft fortgesetzt. Für den Verkehr zwischen Außenwelt und Senkkasten waren durch die Senkkastendecke vier Schleusenrohre durchgeführt, von denen das erste für den Personenverkehr, die beiden folgenden zur Ausschleusung der abgegrabenen Erdmassen und das letzte Rohr zum Ein- und Ausschleusen von Baustoffen diente.

Diese letzte Schleuse wurde später umgebaut und während des Tunnelvortriebes auch zum Ein- und Ausschleusen von Tunnelarbeitern benutzt. Die Schleusenkammern befanden sich unmittelbar auf den Schleusenrohren. Die runde Schleusenkammer der Personenschleuse, die Raum für 16 Personen bot, war durch eine eiserne Wendeltreppe mit dem Preßluftraum verbunden, und an den runden Schleusenköpfen der Materialschleusen waren je zwei Materialhosen angebracht, die abwechselnd für die Ausschleusung des Fördermateriales benutzt wurden. Gefördert wurde mit an Stahlbändern hängenden Kübeln, die durch eine elektrische Winde auf und nieder bewegt wurden.

Fig. 27.
Schacht Steinwärder im Bau. Ende der Absenkung.
Maßstab 1 : 300.

a, b, c Materialschleusen
d Personenschleuse
e Ausblaseleitung
f, g Preßluftzuleitungen (Spiralschläuche)
h Kran
i Fahrbahn mit Gleisen

Zum Halten der Schleusen und Rohre stand auf der Senkkastendecke ein Gerüst, das beim Einsinken und Höherbauen des Schachtes von Zeit zu Zeit erhöht wurde. Für die Verlängerung der Schleusenrohre war das Gerüst mit einem fahrbaren Krane versehen, mit dessen Hülfe der Zwischenbau von Schleusenrohren in kurzer Zeit ausgeführt werden konnte; s. Fig. 27 und Fig. 29, Textblatt 20.

Die Preßluft wurde dem Preßluftraum durch zwei durch die Senkkastendecke gehende Rohre zugeführt, die mit Rückschlagventil versehen waren. Biegsame Eisenspiralschläuche verbanden diese Rohre mit der Luftleitung des Maschinenhauses. Zur Beleuchtung dienten elektrische Glühlampen, zur Verständigung zwischen Preßluftraum und außen liegenden Dienst- und Arbeitsstellen Fernsprecher. Außerdem wurden in den Schleusen die für deren Bedienung notwendigen Mitteilungen auch durch festgelegte Klopfsignale gegeben.

Während der Abteufung wurde zur Förderung feinkörniger Bodenarten noch eine Ausblaseleitung benutzt. Ein eisernes, durch die Decke geführtes Rohr endete außerhalb des Senkkastens auf dem Bauplatz in einer Auffangvorrichtung, während das untere, in den Senkkasten reichende Ende etwas oberhalb des Erdbodens durch einen Ventilhahn abgeschlossen wurde. Schaufelte man um dieses Rohrende den feinen Sand und öffnete den Ventilhahn, so riß der Ueberdruck der Luft im Senkkasten bei der Ausströmung den Sand mit sich, so daß am oberen Rohrende ein dicker Strahl von Preßluft und Sand herauskam, der aufgefangen und abgefahren wurde. Diese Vorrichtung leistete etwa 6 bis 12 cbm/st, je nach Bodenart und Teufe.

Nach Erreichung größerer Tiefe wurde der durch den Luftdruck im Senkkasten entstehende Auftrieb des Schachtes durch aufgebrachten Sandballast ausgeglichen.

In gleicher Weise, wie die Abteufung vorschritt, wurde der Aufbau der Schachtwand nach oben gefördert. Da der oberste Teil des Fahrschachtes nicht mehr mit Grundwasser in Berührung kommt, so wurde hier auf Blechmantel und Isolierung verzichtet, die Schachtwand von außen jedoch gegen Eindringen von Erdfeuchtigkeit durch Goudronanstrich geschützt.

Am 2. September 1908 war die Absenkung des Schachtes beendigt, und die Betonsohle wurde in ähnlicher Weise wie am Schacht Sankt Pauli eingebracht. Nach dem Erhärten der Schachtsohle wurde die Preßluft, deren Ueberdruck während des Absenkens bis auf 2,6 at stieg, am 12. November 1908 abgeblasen und eine in der Senkkastendecke vorgesehene Klappe geöffnet, um die Vortriebschilde für den Tunnelvortrieb auf die Schachtsohle bringen zu können.

Mit dieser Arbeit begann der letzte, schwierigste, aber auch interessanteste Bauabschnitt: der eigentliche Tunnelbau.

(Fortsetzung folgt.)

Versuche über den Einfluß der Breite bei Kerbschlagproben.[1]

Von **R. Baumann.**

(Mitteilung aus der Materialprüfungsanstalt der Kgl. Techn. Hochschule Stuttgart)

(hierzu Textblatt 21)

Die Verwendung der Kerbschlagprobe im Materialprüfungswesen hat in den letzten Jahren einen ziemlich großen Umfang angenommen, obwohl die Ansichten über den Wert oder Unwert dieses Prüfungsverfahrens[2]) ziemlich weit auseinander gehen. Doch pflegt allgemein anerkannt zu werden, daß dasselbe in einzelnen Fällen Material, das sich im Betrieb nicht bewährt hatte, als spröde kennzeichnet, auch dann, wenn die üblichen Zugversuche einen erheblichen Unterschied gegenüber gutem Material nicht erkennen lassen[3]).

Da die Form der Stäbe, insbesondere die Gestalt und Tiefe der Kerbe, das Ergebnis wesentlich beeinflußt, wurde vom Deutschen und sodann auch vom Internationalen Verbande für die Materialprüfungen der Technik ein Normalstab von 30 mm Breite vereinbart, vergl. Fig. 1. Für Bleche usw. ist beschlossen worden, als Breite die Blechdicke auszuführen. Die Breite ist hiernach veränderlich mit der Materialstärke, so daß es erforderlich war, die Abhängigkeit der Schlagarbeit von der Stabbreite durch Versuche zu ermitteln. Die Ergebnisse der in dieser Beziehung von Ehrensberger durchgeführten Versuche (S. 24 u. f. der in Fußbemerkung 3 zuletzt angeführten Quelle je unter Ziff. 22 bis 24) sind in Fig. 2 eingetragen. Für »Flußeisen« (Zugfestigkeit 3850 bis 3960 kg/qcm, Bruchdehnung 29,00 bis 34,15 vH, Querschnittsverminderung 65 bis 66 vH) ist z. B. mit wachsender Stabbreite eine Abnahme der Schlagarbeit zu erkennen; diese beträgt, bezogen auf 1 qcm Stabquerschnitt:

bei Stäben von 1,0 cm Breite $\frac{36,8 + 41,0 + 36,8}{3} = 38,2$ mkg/qcm

» » » 2,0 » $\frac{35,5 + 37,6 + 39,3}{3} = 37,5$ »

» » » 3,0 » $\frac{33,8 + 33,8 + 33,3}{3} = 33,6$ »

Fig. 2.
Einfluß der Stabbreite.
Versuche von Ehrensberger.

Nickelstahl:
K_z = 5860 bis 5880 kg/qcm
φ = 25,65 » 27,6 vH
ψ = 72 vH

Flußeisen:
K_z = 3850 bis 3960 kg/qcm
φ = 29,0 » 34,15 vH
ψ = 65 » 66 »

Chromnickelstahl:
K_z = 8400 bis 8500 kg/qcm
φ = 14,0 » 16,1 vH
ψ = 66,5 » 67 »

Kohlenstoffstahl:
K_z = 5220 bis 5325 kg/qcm
φ = 25,1 » 25,85 vH
ψ = 64 » 65 »

Fig. 1. Normalstab.

Aehnlich liegen die Verhältnisse bei den übrigen untersuchten Materialien, vergl. Fig. 2; jedoch reichen die Versuche nicht aus, um eine Beurteilung zu ermöglichen, in welcher Abhängigkeit die Schlagarbeit von der Stabbreite bei verschiedenem Material steht. Diese Abhängigkeit muß aber bekannt sein, wenn man mit dem Verfahren etwas soll anfangen können, solange der »Normalstab« 30 mm Breite hat, während sich aus Blechen usw. nur schmalere Stäbe entnehmen lassen.

Die Versuche, über die im folgenden berichtet ist, sollen zur Klärung dieser Frage beitragen.

1) Kesselblech. Dicke rd. 34 mm.

	Zugfestigkeit kg/qcm	Bruchdehnung vH	Querschnittsverminderung vH
Einlieferungszustand	4950	24,7	51,6
ausgeglüht	4750	25,4	50,5

Kerbschlagarbeit	Breite des Stabes rd. 34 mm »Breiter Stab«	Breite des Stabes rd. 8 mm, vergl. Fig. 3, »Schmaler Stab«
Einlieferungszustand	$\frac{3,0 + 7,5 + 5,8}{3}$ = 5,4 mkg/qcm	$\frac{9,9 + 11,2 + 9,8}{3}$ = 10,3 mkg/qcm
nach dem Ausglühen	$\frac{2,3 + 2,6}{3}$ = 2,5 mkg/qcm	$\frac{11,5 + 11,3 + 12,0}{3}$ = 11,6 mkg/qcm
Unterschied	$\frac{2,5 - 5,4}{2,5}$ 100 = − 116 vH	$\frac{11,6 - 10,3}{11,6}$ 100 = + 11 vH

[1]) Die Versuche sind mit Mitteln der Robert Bosch-Stiftung der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart durchgeführt.

Sonderabdrücke dieses und des folgenden Aufsatzes (Fachgebiet: Materialkunde) werden zusammen an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 40 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Das Verfahren besteht bekanntlich darin, daß ein gekerbter Stab durch einen Schlag eines (gewöhnlich pendelnd aufgehängten) Hammers zum Bruch gebracht wird, unter Messung der dabei verbrauchten Arbeit. Die Größe der letzteren, bezogen auf 1 qcm des (gekerbten) Stabquerschnittes, wird als Maß der Zähigkeit des Materiales angesehen.

[3]) Vergl. z. B. Ehrensberger: Die Kerbschlagprobe im Materialprüfungswesen, Z. 1907 S. 1974, 2065; 1908 S. 78; Stahl und Eisen 1907 S. 1797 u. f.; Berichte des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik, Nr. 35.

Hiernach hätte durch das Ausglühen die zum Bruch erforderliche Arbeit

bei den »breiten Stäben« um 116 vH abgenommen,
» » »schmalen » » 11 » zugenommen.

Fig. 3.
Entnahme schmaler Stäbe.

2) Rundeisen, rd. 40 mm stark.

Zugfestigkeit
im Einlieferungszustand
rd. 5250 kg/qcm.

Die Stäbe wurden der Stange durch Hobeln und Fräsen entnommen. Sie wurden vor dem Herausarbeiten der einzelnen Probekörper gemeinsam in dem für Härtzwecke üblichen Salzbade (Natrium- und Bariumchlorid) ausgeglüht. Das Erkalten erfolgte teils unmittelbar nach Entnahme aus dem Bad in Asche (»ausgeglühte« Stäbe), teils wurden die Stäbe gehärtet, sodann im Salzbad angelassen und zum Erkalten in Asche gelegt (»vergütete« Stäbe).

Stäbe ausgeglüht.

Breite des Stabes . . . . cm	0,61	0,98	1,21	1,51	2,41
zum Bruch verbrauchte Arbeit . . . . . mkg/qcm	12,7	12,6	12,3	12,8	11,9

Ein wesentlicher Unterschied der Arbeitsmenge bei breiten und schmalen Stäben ist, im Gegensatz zu den vorstehenden Ergebnissen unter 1) und zu der für Kohlenstoffstahl geltenden Linie in Fig. 2, nicht zu beobachten.

Stäbe vergütet.

Breite des Stabes. . . . cm	0,60	0,98	1.19	1,22	1.50	2,41
zum Bruch verbrauchte Arbeit . . . . mkg/qcm		28.3	25,4	23,1		
		23,1				
	23.6	25.7	24,3 (1,19 u. 1,22)		25,4	21.3

Eine ausgesprochene Abnahme der zum Bruch verbrauchten Arbeit mit wachsender Stabbreite ist ebenfalls nicht zu beobachten. Bemerkenswert erscheint die erhebliche Steigerung (Verdopplung) der Kerbschlagarbeit infolge der stattgehabten Wärmebehandlung.

3) Vierkanteisen von rd. 80 mm Seitenlänge.

Die Lieferung erfolgte durch ein großes Hüttenwerk in sorgfältig ausgeglühtem Zustande.

Zugfestigkeit rd.	4240 kg/qcm
Bruchdehnung	29,1 vH
Querschnittsverminderung.	63,1 »

Stäbe ausgeglüht.

Breite des Stabes rd. . . cm	0,5	1.0	1,5	2,0	2.5	3.0
zum Bruch verbrauchte Arbeit . . . . mkg/qcm	13.5	15.9	14.8	13.6	5,5	1.8
	12.7	—	14.7	12.4	11.0	1.8
	13.2	13.4	13.9	—	7.0	1,8
	—	—	—	—	1,9	1.9
Durchschnittswerte	13.1	14.7	14.5	13,0	6.4	1,8

Nach Ueberschreiten der Stabbreite 2,0 cm sinkt die Kerbschlagarbeit, die sich zwischen 0,5 und 2 cm nahezu gleich groß ergeben hatte, plötzlich und stark. Die bedeutenden Unterschiede bei $b = 2,5$ cm erscheinen bemerkenswert; hierüber vergl. das später unter Ziff. 4 Bemerkte.

Stäbe vergütet.

Breite des Stabes rd. . . cm	0,5	1.0	1,5	2.0	2.5	3,0
zum Bruch verbrauchte Arbeit . . . . . mkg/qcm	27,1	37.8	> 35,6	39.9	26,1	37,2
	26,4	39.0	41,8	39,4	39,4	39,3
	28.3	—	—	—	—	—
Durchschnittswerte	27.3	38,4	> 38.7	39.7	32,8	38.3

Eine Abhängigkeit zwischen verbrauchter Arbeit und Stabbreite ist nicht zu erkennen. Allerdings waren die Stäbe so zäh, daß sie beim Schlage durch die Auflager hindurchgezogen wurden und die durch die Auflagerentfernung sowie die Stablänge bedingte Biegung aushielten, ohne ganz zu brechen. Auch das Bruchaussehen weist auf große Zähigkeit hin. Fig. 4, Textblatt 21, zeigt links einen der vergüteten nicht ganz gebrochenen Probekörper mit dem sehnigen Gefüge; daneben ist rechts einer der ausgeglühten 30 mm breiten Stäbe abgebildet, der körnige Bruchflächen erkennen läßt und nur 1,8 mkg/qcm zum Bruch verbraucht hatte, gegenüber 37,2 mkg/qcm bei dem vergüteten, links abgebildeten Probekörper.

4) Vierkanteisen, rd. 40 mm Seitenlänge.

Dem Handel entnommen (»Härte I«), Zugfestigkeit rd. 3500 kg/qcm.

Sämtliche Stäbe wurden im ausgeglühten Zustande geprüft.

I. Versuchsreihe.

Breite des Stabes b . . . cm	0,5	1,0	1,5	2,0	2.5	3,0	4,0
zum Bruch verbrauchte Arbeit . . . . . mkg/qcm	22,5	20,6	3,7	2.8	2,4	1,7	1.8
		23,6	28,4	2.2	1.8	1,7	1.9
			3.2				
			2,4				
Durchschnittswerte	22,5	22,1	28.4 u. 3,1	2,5	2,1	1,7	1,9

II. Versuchsreihe.

Breite des Stabes b . . . . . cm	0,5	1,0	2,0	2,5	3,0	4,0
zum Bruch verbrauchte Arbeit . . . . . mkg/qcm	21,1	20.4	3,7	2,6	3,1	1,3
	20,8	20,7	3,3	2,8	2,6	2,6
	20,5	20,1	3,5	2,6	2,3	2,7
Durchschnittswerte	20,8	20,4	3,5	2,7	2,7	2,2

Deutlich ist bei beiden Reihen der plötzliche Abfall der verbrauchten Arbeit nach Ueberschreiten von $b = 1,5$ cm zu erkennen. Bemerkenswert erscheint bei Versuchsreihe I die Ungleichförmigkeit für $b = 1,5$ cm. Das bei schmalen Stäben zäh erscheinende Material verhält sich in breiten Probekörpern entschieden spröde[1]).

III. Versuchsreihe.

Breite des Stabes b cm	0,60	0,75	1,0	1,18	1,40	1,59	1,80	2,00	3,02
zum Bruch verbrauchte Arbeit mkg/qcm	24,4	26,3	26,3	24,6	27,1	27,2	5,3	16,5	6,5
	nicht ganz gebrochen, obwohl der Hammer durchschlägt				24,1			4,3	
Durchnittswerte	24,4	26,3	26,3	24,6	25,6	27,2	5,3	16,5 u. 4,3	6,5

[1]) Bei stoßweiser Beanspruchung. Um zu zeigen, wie unter sonst gleichen Verhältnissen die stetige Formänderung erfolgt, wurde die Hälfte eines der geprüften 30 mm breiten Stäbe in genau gleicher Weise wie zuvor nochmals gekerbt und sodann in einer hydraulischen Presse um einen Dorn gebogen. Fig. 5, Textblatt 21, zeigt die weit-

R. Baumann: Versuche über den Einfluß der Breite bei Kerbschlagproben.

Fig. 4.

Vergüteter Stab; sehniges Gefüge. 37,2 mkg/qcm. Ausgeglühter Stab. 1,8 mkg/qcm.

Fig. 5. Gekerbter Stab, langsam gebogen, das Material erscheint zäh.

Fig. 6.
Rechts das rechte Ende des in Fig. 5 abgebildeten Stabes, durch Schlag gebogen. Das Material erscheint spröde.

Fig. 7.
Arbeitsverbrauch groß.

Fig. 8. Arbeitsverbrauch klein. Material wie bei Fig. 7.

R. Baumann: Zugversuche mit Stäben, die Eindrehung besitzen.

Fig. 2.
Streckfiguren auf der Stirnfläche der Eindrehung.

Fig. 5.
Ablösen des Ringes in der Eindrehung: Formänderung der dickeren Stabteile.

c b

Fig. 6. Ring mit dreieckförmigem Querschnitt an der Bruchfläche.

Der scharfe Abfall in der zum Durchschlagen verbrauchten Arbeitsmenge tritt hier von $b = 1{,}8$ cm an auf. Bei $b = 2{,}0$ cm ist ein Wert nochmals höher ausgefallen.

Die Erklärung für die plötzliche Abnahme der Schlagarbeit von einer gewissen Stabbreite an wird darin zu erblicken sein, daß infolge der durch die Kerbe bedingten Hinderung der Querzusammenziehung und des Fließvorganges, den zähes Material auszuführen bestrebt ist, sich bei breiten Stäben eine ganz andre Formänderung einstellt als bei schmalen. Zur Veranschaulichung sind in Fig. 7 und 8, Textblatt 21, zwei gebrochene Stäbe abgebildet. Der in Fig. 7 abgebildete Probekörper zeigt im Grundriß (oben) weitgehende Querschnittsverminderung an der Bruchstelle. Der in Fig. 8 wiedergegebene klafft bei der Betrachtung von der Kerbe aus in der Mitte weit auseinander; er ist glatt abgebrochen, nur die Ränder sind ein wenig eingezogen. Bei der ersten Art des Bruches, Fig. 7, verbraucht das Material einen großen Teil des ihm innewohnenden Arbeitsvermögens, bei der zweiten Art, Fig. 8, dagegen weit weniger. Kennzeichnend ist auch der gelenkartige Bruch im ersteren Fall, vergl. Fig. 7, unterer Teil des Bildes.

Um nach Möglichkeit den Nachweis zu führen, daß die gegebene Erklärung zutrifft, wurden Stäbe mit Querbohrungen versehen, wie Fig. 9 angibt. In der Mitte des Stabes wurde dadurch für die Ausbildung der Fließbewegung ein gewisser, wenn auch beschränkter Raum geschaffen.

Fig. 9.

Bohrungen quer zur Kerbe. Der zum Bruch erforderliche Arbeitsaufwand kann bedeutend gesteigert werden.

Breite des Stabes . . cm	1,8		3,0	
zum Bruch verbrauchte Arbeit	ohne Bohrung	mit einer Bohrung	ohne Bohrung	mit zwei Bohrungen
insgesamt . . . . mkg	14,3	35,7	29,6	46,0
mkg/qcm	5,3	18,6	6,5	17,0

Der gemäß Fig. 9 von 1,8 auf 1,3 cm Breite abgebohrte Stab hat also trotz der Verkleinerung des Querschnittes im Verhältnis 1,3 : 1,8 mehr als die doppelte Arbeit zum Durchschlagen verbraucht. Aehnlich ist das Ergebnis bei dem 3,0 cm breiten Probekörper; trotz Verminderung der Breite von 3,0 auf 1,8 cm steigt die Arbeit von 29,6 auf 46,0 mkg. Auf 1 qcm des gekerbten Querschnittes entfallen Arbeitsmengen, die sich den bei schmalen Stäben erlangten nähern. Daß die letzteren ganz erreicht würden, konnte nicht erwartet werden[1]).

Die Versuche zeigen somit, daß sich in der Tat zwei ganz verschiedene Formänderungsvorgänge abspielen und daß der Grund hierfür in der Hinderung der Querzusammenziehung zu erblicken ist. Kleine Ursachen scheinen im Grenzfall den einen oder andern Fließvorgang einzuleiten, wodurch die bedeutenden, wiederholt beobachteten Unregelmäßigkeiten zu erklären sind. Daß sich verschiedenes Material ungleich verhält, was die Versuchsergebnisse zeigen, erscheint begreiflich. Als Ursache dafür, daß die vergüteten Stäbe einen geringen Einfluß der Breite gezeigt haben, dürfte die Vermehrung der sehnigen Beschaffenheit durch die Wärmebehandlung anzusehen sein. Auch bei höheren Temperaturen pflegt sich der sehnige Aufbau mehr auszuprägen, womit die öfters beobachtete verhältnismäßig große Kerbzähigkeit bei höheren Wärmegraden in Zusammenhang stehen dürfte. Verschiedene Beobachtungen scheinen jedoch dafür zu sprechen, daß dieser Eigentümlichkeit nicht ohne weiteres eine größere Bedeutung beigemessen werden darf und es angezeigt ist, der manchmal vorhandenen großen Empfindlichkeit des Flußeisens in der Wärme, wie sie sich aus Zugversuchen ergibt[1]), volle Beachtung zu schenken.

gehende Formänderung, welche möglich war, ohne daß in der Kerbe mehr als Anrisse entstanden. Das rechte Ende des Stabes läßt ferner deutlich den Rand der einen, früher beim Durchschlagen des genau gleich gekerbten Probekörpers entstandenen Bruchfläche erkennen. Fig. 6, Textblatt 21, zeigt diese deutlicher. Eine nennenswerte Formänderung ist dort nicht zu beobachten. Fig. 5 weist anschaulich auf den Einfluß hin, den die Zeit beim Zustandekommen des Bruches im vorliegenden Fall zu äußern vermag.

[1]) Das ungünstige Verhalten der breiten Stäbe und der Nachweis der durch die Querbohrungen möglichen Steigerung der Widerstandsfähigkeit gegenüber stoßweiser Inanspruchnahme erscheint allgemein beachtenswert.

5) Gußeisen.

Bei breiteren Stäben liegt in der Regel Veranlassung vor, die Fallhöhe des Hammers beim Versuch größer zu wählen als bei schmaleren Probekörpern, da vor der Prüfung nicht bekannt ist, ob es sich um zähes, viel Arbeit zum Bruch erforderndes oder um sprödes Material handelt. Der Einfluß der Breite der Probekörper erstreckt sich daher auch auf die verwendete Fallhöhe und damit auf die Wirkung verschiedener Schlaggeschwindigkeit.

Für die letztere ist die Fallhöhe des Pendelhammers und damit auch die vor dem Schlag im Bär enthaltene Arbeit ein Maß. Um den Einfluß der Geschwindigkeit des Schlages bezw. der Fallhöhe zu veranschaulichen, empfiehlt es sich daher, die erlangten Werte in Abhängigkeit von der verfügbaren Arbeit aufzuzeichnen, wie in Fig. 10 geschehen. Bei den Versuchen fanden stets gleiche Stäbe von 30 mm Breite aus demselben Gußeisen Verwendung.

Fig. 10.

Einfluß der Schlaggeschwindigkeit auf das Ergebnis der Kerbschlagprobe; die Steigerung rührt von der lebendigen Kraft der fortgeschleuderten Stabhälften her.

verfügbare Arbeit . . . . mkg	2,00	4,49	13,30
zum Bruch verbrauchte Arbeit . mkg/qcm	0,15	0,18	{0,27 0,29} 0,28

Fig. 10 zeigt deutlich, daß die verbrauchte Arbeit, bezogen auf 1 qcm, d. i. die Größe, welche zur Materialkennzeichnung durch die Kerbschlagprobe dient, stetig wächst. Eine einfache Rechnung ergibt, daß dies dadurch zu erklären ist, daß die fortgeschleuderten Stabhälften eine vergleichsweise erhebliche Arbeitsmenge zu ihrer Beschleunigung verbraucht haben. Wird die Linie der Schlagarbeiten bis zur Ordinatenachse verlängert und die Ordinate in der so bestimmten Höhe gezogen, so zeigt sich, daß die Arbeitsmenge bei der zuletzt angewendeten, noch recht geringen Geschwindigkeit voraussichtlich um das Doppelte zu groß ist. Bei sprödem Material kann sich also zu den übrigen Fehlerquellen ein unerwartet hoher Betrag gesellen, der durch die lebendige Kraft der Stabhälften dargestellt wird. Bei zähem Material macht derselbe verhältnismäßig wenig aus.

Zusammenfassung.

1) Die Versuche ergeben, daß die Vereinbarungen des Deutschen und des Internationalen Verbandes für die Material-

[1]) Vergl. z. B. die Arbeiten von C. Bach in Z. 1904 S. 1300 u. f., 1342 u. f.; 1906 S. 1 u. f.

prüfungen der Technik in bezug auf den »Normalstab«, der bei der Kerbschlagprobe Verwendung finden soll, der Abänderung bedürfen, derart, daß ein schmalerer »Normalstab« gewählt werden sollte.

2) Hinsichtlich alles Weiteren darf auf die Arbeit selbst verwiesen werden; insbesondere scheint die unter Ziff. 4 nachgewiesene Wirkung von Querbohrungen, Fig. 9, sowie der Einfluß der Wärmebehandlung (Ziff. 2 und 3) beachtenswert.

Zugversuche mit Stäben, die Eindrehung besitzen.[1]

Von **R. Baumann.**

(Mitteilung aus der Materialprüfungsanstalt der Kgl. Techn. Hochschule Stuttgart)

(hierzu Textblatt 21)

Seit den Versuchen, die von Kirkaldy und Bach unter Verwendung von Stäben aus schmiedbarem Eisen mit eingedrehten Nuten angestellt wurden, ist es bekannt, daß die Zugfestigkeit, ermittelt durch Dividieren der höchsten vom Stabe getragenen Kraft mit dem kleinsten ursprünglichen Stabquerschnitt, um so mehr zunimmt, je kürzer die Eindrehung ausfällt. Die Erklärung hierfür ist nach Bach[2]) darin zu erblicken, daß bei dem zähen Material die mit der dem Bruch vorausgehenden Längsdehnung verknüpfte Querzusammenziehung durch die widerstandsfähigeren, weil dickeren, anschließenden Stabteile behindert ist. Sprödes Material (Gußeisen) zeigt keine solche Erhöhung der Zugfestigkeit, sondern eher eine Abnahme derselben, weil die mit der unvermittelten Querschnittsänderung stets verknüpfte Ungleichförmigkeit der Spannungsverteilung (die hier nicht wie bei zähem Material durch bleibende Formänderung ausgeglichen und damit unschädlich gemacht werden kann) bewirkt, daß die höchste auftretende Beanspruchung größer ist als die durchschnittliche Zugspannung. Auch dies ist durch die Bachschen Versuche[3]) nachgewiesen.

In Erweiterung der letzteren wurden Versuche mit Stäben durchgeführt[4]), bei denen die Länge und Tiefe der Eindrehung verschieden war. Als Material diente Rund-Flußeisen der »Härte 1« von 50 bezw. 26 mm Dmr., aus dem Stäbe von 48 bezw. 24 mm größtem Durchmesser durch Drehen hergestellt wurden.

I. Stäbe von $D = 48$ mm Dmr.

Dmr. der Eindrehung rd. $d = 40$, 25 und 10 mm
Länge der Eindrehung » $l = 250$, 100, 50, 25, 10 und 3 mm

Die Gestalt der Stäbe geht aus Fig 1 hervor.

Fig. 1. Versuchsstab.

8 Gänge auf 1" engl.

Die erlangten Festigkeitswerte sind in den Zahlentafeln 1 und 2 zusammengestellt.

Aus den Zahlentafeln 1 und 2 ist deutlich zu erkennen,

1) daß die Zugfestigkeit erheblich wächst, wenn die Eindrehung kürzer wird als der Durchmesser d;

2) daß diese Zunahme bei gleichem Verhältnis $l:d$ um so größer ist, je größer D im Verhältnis zu d gewählt wurde.

Zum Vergleich sind in Zahlentafel 3 die Werte von K_z und diejenigen der Zunahme von K_z für 2 Versuchsreihen, mit möglichst gleicher Aenderung des Verhältnisses $l:d$ (vergleichsweise Länge der Eindrehung), nebeneinander gestellt.

Die Werte $l:d$ stehen im Verhältnis

$2{,}5 : 0{,}25 = 10$ und $2{,}5 : 0{,}3 = 8$, bezw. $2{,}5 : 0{,}25 = 10$ und $2{,}5 : 0{,}2 = 12{,}5$.

Für manche Fälle kann es zweckmäßig sein, die Festigkeitserhöhung durch eine Formel zum Ausdruck zu bringen. Die Steigerung Z der Zugfestigkeit $K_z = \frac{P_{max}}{\frac{\pi}{4} d^2}$ in Prozenten des bei größerer zylindrischer Länge beobachteten Wertes

Zahlentafel 1.

Abmessung des Stabes, vergl. Fig. 1			Spannung an der Streckgrenze $P_s : \frac{\pi}{4} d^2$		Zugfestigkeit K_z $P_{max} : \frac{\pi}{4} d^2$	
D	d	l	obere	untere[1])		
cm	cm	cm	kg/qcm	kg/qcm	kg/qcm	
4,8	4,00	25,10	2314	2218	3650	3543
4,8	4,00	25,10	2531	2145	3436	
4,8	4,00	10,10	2361	2265	3799	3751
4,8	4,00	10,16	2628	2278	3702	
4,8	4,00	5,12	2336	2245	3874	3874
4,8	4,00	5,11	2638	1989	3559[2])	
4,8	4,00	2,61	2527	2872	3996	4049
4,8	3,99	2,58	2493	2440	4101	
4,8	4,00	1.00	2804	2770	4407	4419
4,8	4,00	1,00	2734	2718	4430	
4,8	4,01	0,30	2854	2811	4755	4773
4,8	4,00	0,31	2864	2824	4791	
4,8	2,50	25,11	2452	2293	3847	3819
4,8	2,50	25,10	2631	2310	3790	
4,8	2,50	10,01	2501	2324	3943	3940
4,8	2,50	10,06	2711	2387	3936	
4,8	2,50	5,02	2448	2352	4014	3981
4,8	2,50	5,10	2709	2395	3948	
4,8	2,51	2,50	2604	2222	3901	3914
4,8	2,51	2,50	2527	2329	3926	
4,8	2,50	0,99	2772	2725	4505	4487
4,8	2,51	1,00	2709	2691	4469	
4,8	2,51	0,31	—[3])	—[3])	5618	5622
4,8	2,51	0,29	—[3])	—[3])	5626	
4,8	0,99	25,09	2597	2091	3643	3627
4,8	0,99	25,14	2351	2221	3610	
4,8	0,99	10,06	2636	2221	3688	3661
4,8	1,00	10,05	2329	2228	3633	
4,8	1,00	5,04	2430	2203	3766	3731
4,8	1,00	5,06	2430	2177	3696	
4,8	1,02	2,52	2439	2207	3732	3754
4,8	1,01	2,51	2419	2213	3775	
4,8	1,01	1,00	2375	2238	4025	4019
4,8	1,01	1.00	2400	2263	4013	
4,8	1,02	0,30	3244	—[4])	5061	5025
4,8	1,02	0,30	3183	—[4])	4988	

[1]) Hinsichtlich der Feststellung einer oberen und einer unteren Streckgrenze vergl. die Arbeit von C. Bach, Z. 1904 S. 1040 u. f.

[2]) Dieser Stab wurde bei der Mittelbildung nicht berücksichtigt.

[3]) Streckgrenze nicht ausgeprägt vorhanden.

[4]) Untere Streckgrenze nicht ausgeprägt vorhanden.

[1]) Die Versuche sind mit Mitteln der Robert Bosch-Stiftung der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart ausgeführt.

Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden mit dem vorstehenden Aufsatz zusammen abgegeben; s. Fußbemerkung 1 S. 1311.

[2]) Z. 1880 S. 285.

[3]) »Elastizität und Festigkeit«, von der 1. Aufl. (1889) bezw. 3. Aufl. (1898) an; 6. Aufl. (1911) S. 131 u. f.

[4]) Für die Unterstützung bei den Versuchen habe ich den Herren Lutz und Kraft Dank auszusprechen.

II. Stäbe von $D = 24$ mm Dmr.

Durchmesser der Eindrehung rd. $d = 20$, 12,5 und 5 mm
Länge » » » $l = 125$, 50, 25, 12,5, 5 und 1 mm

Zahlentafel 2.

Abmessung des Stabes D	d	l	Spannung an der Streckgrenze $P_s : \frac{\pi}{4} d^2$ obere	untere	Zugfestigkeit K_z $P_{max} : \frac{\pi}{4} d^2$	
cm	cm	cm	kg/qcm	kg/qcm	kg/qcm	
2,4	2,00	12,48	3013	2710	4108	4096
2,4	2,00	12,49	3159	2720	4083	
2,4	2,00	5,00	3010	2694	4054	4054
2,4	2,00	5,01	3032	2694	4054	
2,4	1,99	2,51	3016	2759	4141	4130
2,4	1,99	2,51	3061	2746	4119	
2,4	2,00	1,26	3083	2943	4303	4287
2,4	2,00	1,26	3089	2892	4271	
2,4	1,99	0,52	3434	3312	4849	4804
2,4	2,00	0,53	3376	3264	4758	
2,4	2,00	0,10	3561	3417	5143	5157
2,4	1,99	0,10	3595	3421	5170	
2,4	1,24	12,49	3231	2793	4256	4250
2,4	1,25	12,49	3358	2943	4244	
2,4	1,25	5,00	3366	3008	4285	4167
2,4	1,25	5,00	3236	2724	4049	
2,4	1,25	2,50	3220	2821	4065	4082
2,4	1,25	2,50	3203	2764	4098	
2,4	1,25	1,26	3163	2756	4211	4163
2,4	1,25	1,26	3041	2667	4114	
2,4	1,23	0,51	3513	3319	4899	4925
2,4	1,25	0,51	3472	3317	4951	
2,4	1,26	0,10	5376 [1]	—	6200	6243
2,4	1,25	0,10	5488 [1]	—	6285	
2,4	0,50	12,46	2925	2580	3705	3725
2,4	0,50	12,49	3080	2605	3745	
2,4	0,50	5,00	3100	2550	3695	3745
2,4	0,50	5,01	3480	2540	3795	
2,4	0,50	2,53	3095	2580	3790	3828
2,4	0,50	2,51	3050	2655	3865	
2,4	0,50	1,25	2700	2470	3860	3830
2,4	0,50	1,25	2830	2520	3800	
2,4	0,50	0,51	2700	2590	4050	4048
2,4	0,50	0,51	2690	2625	4045	
2,4	0,50	0,10	— [2]	—	5980	5918
2,4	0,48	0,10	— [2]	—	5856	

[1] Die Streckgrenze wird in der Stirnfläche der Eindrehung überschritten. Fig. 2, Textblatt 21, zeigt die entstandenen Streckfiguren.
[2] Streckgrenze nicht ausgeprägt vorhanden.

von K_z kann mit Annäherung aus der Beziehung

$$Z = \frac{D}{d+1} \cdot \frac{a}{\left(\frac{l}{d}\right)^2 + 0{,}1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

berechnet werden, worin

$a = 3{,}5$ für die Stäbe mit $D = 4{,}8$
und $d = 2{,}5$ sowie $d = 1{,}0$ cm,
$a = 5$ » » » mit $D = 2{,}4$
und $d = 1{,}25$ » $d = 0{,}5$ ».

Der Unterschied in der Größe von a dürfte u. a. vom Material herrühren. Das Bruchaussehen der Stäbe mit $D = 4{,}8$ cm hat sich als wenig gleichförmig erwiesen.

Für die Stäbe mit $D = 4{,}8$ und $d = 4{,}0$ sowie $D = 2{,}4$ und $d = 2{,}0$ cm ergibt Gl. (1) ausreichend zutreffende Werte, wenn $a = 4$ gesetzt wird. Bei diesen Stäben erfährt der verdickte Teil Beanspruchung über die Streckgrenze hinaus und weitgehende Formänderung (Einschnürung), vergl. Fig. 5 [1]), Textblatt 21, während bei den übrigen Versuchskörpern die Beanspruchung der stärkeren Stabteile weit geringer bleibt. Die Zahlentafel 4 gestattet ein Urteil über die Annäherung, mit welcher Gl. (1) die eintretende Festigkeitserhöhung liefert. Die berechneten Werte sind in Klammern unter die zugehörigen beobachteten Größen gesetzt.

In Fig. 3 sind zu den Belastungen als senkrechten Abszissen die Verlängerungen als wagerechte Ordinaten aufgezeichnet, und zwar für die Stäbe mit Eindrehungen von $l =$ rd. 10, 5, 2,5, 1,0 und 0,3 cm Länge bei $D = 4{,}8$ cm und $d = 2{,}5$ cm Dmr. Von Interesse erscheint insbesondere auch der Verlauf der Dehnungslinie nach Ueberschreiten der Höchstlast.

Um zu veranschaulichen, in welcher Weise die anschließenden dicken Stabteile die Querzusammenziehung und damit auch die Dehnung auf die Strecke l beeinflussen, sind für andre Stäbe ($D = 2{,}4$ cm, $d = 2{,}0$ cm) in Fig. 4 die Größen der nach dem Bruch vorhandenen Querschnitte an den verschiedenen Stellen der Eindrehung aufgezeichnet. Deutlich tritt zunächst die weitgehende Einschnürung an der Bruchstelle hervor. Bei dem Stab mit $l = 12{,}5$ cm schließen sich hieran nahezu parallel zur Abszissenachse verlaufende Kurvenstücke, die am Ende, in der Nähe der Verdickung, in sanft ansteigende Linien übergehen. Bei den kurzen Stäben erfolgt Ansteigen der Linien unmittelbar neben der Einschnürung. So entspricht z. B. mit Annäherung der Linienzug b-c in Fig. 4 dem Stab mit $l = 5$ und das Stück d-e

[1]) Bei diesem Stab ist der Bruch, von der Eindrehung ausgehend, in den verdickten Teil fortgeschritten. Eine Wiederholung dieser Bruchescheinung ist nicht eingetreten.

Zahlentafel 3.

	$D = 4{,}8$	$d = 4{,}0$	$D = 4{,}8$	$d = 1{,}0$	$D = 2{,}4$	$d = 2{,}0$	$D = 2{,}4$	$d = 0{,}5$
Länge der Eindrehung in cm . . . . . . rd.	10,0	1,0	2,5	0,3	5,0	0,5	1,25	0,1
Zugfestigkeit K_z . . . . kg/qcm	3751	4419	3754	5025	4054	4804	3830	5918
Zunahme von K_z . . . . »	668		1271		750		2088	
Verhältnis $D : d$	1,2		4,8		1,2		4,8	

Zahlentafel 4.

l (cm)	Dmr. $D = 4{,}8$ cm 0,3	1,0	2,5	5,0	l (cm)	Dmr. $d = 2{,}4$ cm 0,1	0,5	1,0	2,5
$d = 4{,}0$ [3]), $a = 4$	4773 (4820)	4419 (4380)	4049 (3800)	3874 (3620)	$d = 2{,}0$ [6]), $a = 4$	5157 (5320)	4804 (4830)	4287 (4310)	4130 (4130)
$d = 2{,}5$ [4]), $a = 3{,}5$	5622 (5420)	4487 (4530)	3914 (3990)	3981 (3860)	$d = 1{,}25$ [7]), $a = 5$	6243 (6130)	4925 (4890)	4163 (4280)	4082 (4140)
$d = 1{,}0$ [5]), $a = 3{,}5$	5025 (5230)	4019 (3910)	3754 (3670)	3731 (3640)	$d = 0{,}5$ [8]), $a = 5$	5918 (5790)	4048 (3990)	3830 (3770)	3828 (3740)

Die in Klammern gesetzten Werte sind berechnet unter Zugrundelegung einer Zugfestigkeit von
[3]) $K_z = 3543$ kg/qcm, [4]) $K_z = 3819$ kg/qcm, [5]) $K_z = 3627$ kg/qcm, [6]) $K_z = 4054$ kg/qcm, [7]) $K_z = 4082$ kg/qcm, [8]) $K_z = 3725$ kg/qcm.

Fig. 3.

Dehnungslinien von Stäben mit verschieden langer Eindrehung. $D = 4{,}8$ cm, $d = 2{,}5$ cm.

dem Stab mit $l = 2{,}5$ cm. Die Querschnittsverminderung am Bruch beträgt ($D = 2{,}4$ cm, $d = 2{,}0$ cm)

für $l =$	12,5	5,0	2,5	1,25	0,5	0,1 cm
	64,3	64,7	68,0	62,8	53,9	34,7 vH,

Fig. 4.

Einfluß der Länge der Eindrehung auf die Formänderung. $D = 2{,}4$ cm, $d = 2{,}0$ cm.

sie erfährt also wesentliche Verminderung, wenn die Eindrehung l kürzer als der Durchmesser d wird.

Von weiteren Beobachtungen erscheint u. a. folgendes von Interesse:

Der Bruch beginnt bei den Stäben mit kurzer Eindrehung an den Ecken bei *a*, Fig. 1. Dort löst sich der Materialzusammenhang, bevor die Höchstlast (aus der die Zugfestigkeit berechnet wird) erreicht ist, in der aus Fig. 5, Textblatt 21, ersichtlichen Weise, so daß ein Ring entsteht, dessen dreieckförmiger Querschnitt nach dem Bruch zu erkennen ist, vergl. z. B. Fig. 6[1]), Textblatt 21. Unter diesem Ring fließt das Material noch erheblich weiter, ehe der Bruch erfolgt. Je nach dem Verhältnis der Durchmesser D und d werden die dicken Stabteile mehr oder minder stark in Mitleidenschaft gezogen, wie aus Fig. 5 deutlich zu erkennen ist. Der rechte Winkel bei *b* scheint erhalten zu bleiben; das Material wird aus dem Stabinnern herausgezogen und dadurch die Einschnürung bei *c* bewirkt. Auch bei den längeren Eindrehungen ist deutlich die große Beanspruchung an den Ecken der Eindrehung an dem frühen Beginn der bleibenden Formänderung zu erkennen, die bekanntlich mit einer Aufrauhung der vorher glatten Oberfläche verknüpft ist.

Zusammenfassung.

In Erweiterung der Arbeiten von Kirkaldy und Bach wurden Versuche mit Stäben aus Flußeisen durchgeführt, bei denen Länge und Tiefe der Eindrehung verschiedene Größe hatten.

Die Steigerung der Zugfestigkeit um den Betrag Z kann bei einer Eindrehung (mit scharfen Ecken) des Stabes von D cm Dmr. auf die Länge l und den Durchmesser d cm mit Annäherung durch die Beziehung

$$Z = \frac{D}{d+1} \cdot \frac{a}{\left(\frac{l}{d}\right)^2 + 0{,}1} \text{ Prozent}$$

zum Ausdruck gebracht werden. Für das untersuchte Material ist $a = 3{,}5$ bis 5. In bezug auf die Brucherscheinungen usw. vergl. insbesondere die Figuren.

[1]) Dieser Ring pflegt bekanntlich bei Stäben aus Flußeisen ohne Eindrehung ebenfalls zu entstehen, aber an der einen oder andern Stabhälfte haften zu bleiben. Hier hat er sich von beiden gelöst.

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln.[1])

Von **K. Bernhard.**

(Fortsetzung von S. 1036)

V. Entwurf: »Gitterkette«.

Verfasser: Hein, Lehmann & Co., Düsseldorf-Oberbilk, Maschinenbauanstalt Humboldt, Köln-Kalk, und Professor Bruno Möhring, Berlin.

Der mit dem fünften Preise ausgezeichnete Entwurf ist bereits in Z. 1911 S. 1410 (Fig. 6) in einer kurzen Darstellung vorgeführt. In Ergänzung dieser Angaben sei noch bemerkt, daß die Hauptträger (Flachbandkette mit tiefliegendem Versteifungsträger auf Pendelpylonen) mit 14,20 m Abstand in lotrechtem Aufbau zwischen Fahrbahn und Fußwegen angeordnet sind, s. Fig. 172 und 173. Die Kette selbst besteht, wie an der bezeichneten Stelle bereits erwähnt, aus vier zu je zweien über- und nebeneinander angeordneten Bändern. Jedes dieser Bänder setzt sich aus 4 Lamellen von 900 bis 980 mm Breite und 25 mm Dicke zusammen. Diese Flachbänder sind aus Nickelstahl hergestellt, um das Gewicht der Kette zu vermindern und die Pfeiler und Widerlager leichter zu machen. Es sollen dadurch auch die Kosten gegenüber der Ausbildung der Kette in Flußeisen verringert werden. Die Festigkeit des Nickelstahles ist zu 56 bis 67 kg/qmm,

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Brücken- und und Eisenbau) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Fig. 172 und 173.

Ansicht und Grundriß des Entwurfes »Gliederkette«.

Maßstab 1 : 2000.

Kennwort des Entwurfes hiermit verknüpft haben, wird von ihnen dahin erklärt, daß hierdurch die gemeinsame Tragwirkung der übereinander liegenden Bänder deutlich in Erscheinung treten soll. Er dürfte zweifelhaft sein, ob ein derartig äußerlicher, konstruktiv unbegründeter Gesichtspunkt für die Herstellung der Vergitterung als ausreichender Anlaß angesehen werden kann. Die Hängestangen werden an der Kette, vergl. Fig. 174 bis 176, durch Bleche aufgehängt, welche durch die Bänder hindurchgesteckt sind und einen breiten auf der oberen Kette ruhenden Stahlkeil umfassen. Dadurch wird erreicht, daß die von der Kette zu tragenden Lasten als Druckkräfte von oben eingeführt werden, um die gleichmäßige Tragwirkung der übereinanderliegenden Bänder zu gewährleisten.

die Fließgrenze zu mindestens 35 kg/qmm und die Dehnung mindestens zu 18 vH festgesetzt. Als Beanspruchung für Wind- und Verkehrslast sind 1,76 t/qcm und mit Einschluß von Wind- und Wärmewechsel 2,16 t/qcm zugelassen.

Die vier Bänder sind an den Knotenpunkten steif miteinander verbunden, und es ist ihre gleichmäßige Belastung angestrebt. Die Anordnung fester Knotenpunkte wird damit begründet, daß der Einfluß ungleichmäßiger Sonnenbestrahlung zwischen den Ober- und Unterbändern und die Zusatzspannungen aus den elastischen Winkeländerungen geringfügig sind, wobei ja die Vorzüge der Flachbandanordnung besonders hervortreten. Die übereinander angeordneten Flachbänder sind durch kreuzweise durchlaufende Vergitterungen miteinander verbunden, die erst nach voller Inanspruchnahme der Kette durch ständige Belastung spannungslos eingesetzt werden sollen. Der Zweck dieser Vergitterung, auf welche die Verfasser großen Wert zu legen scheinen, insofern sie das

Die Stützweiten der Ketten betragen 107,68, 215,00 und 107,68 m. Jede Brückenöffnung wird durch einen einfachen Balken versteift, und die Stützweiten der Versteifungsträger betragen dann 106,24, 212,56 und 106,24 m. Es sind das Parallelträger von 6 m Netzhöhe mit Strebenfachwerk. Nach den Seitenöffnungen zu ist die Höhe auf 4,50 m zusammengezogen, wodurch eine schlankere Ueberleitung der Kette in die Rückhaltkette und den Landpfeiler ermöglicht wird. Die Hängestangen sind mit Ausnahme der kurzen Stäbe fest mit den Obergurtungen der Versteifungsträger vernietet. Bei den kurzen Stäben sind sie unvernietet durch den Obergurt hindurchgeführt und mit den Querträgern vernietet, um den

Fig. 174 bis 176. Aufhängung der Hängestangen an der Kette.

Schnitt a-b. Maßstab 1 : 50. Ansicht.

Aufsicht und Schnitt c-d.

schädlichen Einfluß von Winkeländerungen zu verringern. Es sind zwei Vorschläge für die Versteifungsträger vorhanden. Bei der einen Lösung sind dünne, als Fortsetzung der Hängestangen an den Querträgern angreifende Pfosten vorgeschlagen. Bei der andern Lösung sind diese Pfosten mit Rücksicht auf den Querverkehr und freien Durchblick fortgefallen. Die Feldweite beträgt durchweg 8,84 m.

Sämtliche Lager der Versteifungsträger sind so angeordnet, daß sie Zug- und Druckkräfte übertragen können; in den Pylonen sind es Doppelpendellager, die unteren für die abwärts, die oberen für die aufwärts gerichteten Auflagerdrücke. Die Lagerplatten zu all diesen Lagern sollen erst nach beendeter Aufstellung und nach Aufbringen der ganzen ständigen Last mit Anfangspannung zum Anliegen an die Pendel gebracht werden.

Die Pylonen sind als Pendelstützen ausgebildet und durch zwei obere Querriegel und den Fahrbahnträger zu einem steifen Rahmen verbunden, der die seitlichen Windlasten in den Strompfeiler überträgt. Auf den Pylonen ruht die Flachbandkette mittels Stahlgußlagers, Fig. 177 bis 180.

Die Kette ist durch eine Rückhaltkette verankert, die in die schweren Betonkörper der Landwiderlager eingebunden ist, Fig. 181. Die Rückhaltkette, die eine gerade freie Länge von rd. 24 m hat, ist mit einer vierfachen Vergitterung aus Winkeleisen versehen, um während der Montage die Durchhängung infolge Eigengewichtes zu verkleinern. Nach beendeter Montage soll der Kanal für die Rückhaltkette und die Ankerkammer ausgemauert werden. Der eigentliche Ankerkopf ist durch eine Verbreiterung der Kettenbänder hergestellt, die sich mittels zweier Stahlguß-Kipplager gegen die Auflagersteine in der Ankerkammer legen, Fig. 182.

An der Ueberleitung stützt sich die Kette mit Pendellagern auf Steinköpfen, Fig. 181, und ist durch Stahlgußkörper ausgesteift. So zweckmäßig diese Konstruktion sein mag, so wenig befriedigt sie in ästhetischer Hinsicht, um so weniger, als die großen Steinvoluten durchaus nicht am Platze sind. Derartige fremde schneckenartige Steingebilde wollen wir von den Ingenieurbauten lieber fernhalten. Oder soll dieser wichtige Stützpunkt an eine Sofalehne erinnern?

Um an den Landpfeilern und Portalen das vorgeschriebene Lichtmaß der Fahrbahn von 12,90 m innezuhalten, ist der Hauptträgerabstand mit 14,20 m gewählt. Es entsteht dadurch für den normalen Brückenquerschnitt zwischen Bordsteinkante und Hauptträger noch ein Gehwegstreifen von

Fig. 177 bis 179. Portal über den Strompfeilern.

Maßstab 1 : 300.

1,10 m, der für die Sicherheit im Gehverkehr gewiß vorteilhaft ist, wenn er auch durch erhebliche Gewichtzugabe für die Fahrbahnquerträger erkauft werden muß. Die kräftig ausgebildeten Portale und Landwiderlager haben trotzdem noch die Umführung der Gehwege erforderlich gemacht, Fig. 173, was doch hätte vermieden werden müssen. Deshalb muß die ganze Portallösung hier weniger glücklich erscheinen.

Die Aufstellung des eisernen Ueberbaues soll von fester Rüstung aus, nur über die frei zu haltende Schiffahrtöffnung hinweg durch Freimontage mit Hülfskabeln erfolgen. An diese werden zuerst die Untergurte mit Vertikalen und die Fahrbahn einschließlich des Windverbandes mittels freien Vorbaues angehängt. Diese Aufhängungen greifen unter den Untergurtknoten an und sind verstellbar, um den Gurt ausrichten zu können. Im Anschluß wird auf den Kabeln eine Rüstung aufgezimmert, auf der wieder mit den Auslegerkranen die Kettenstäbe ausgelegt werden. Ist die Kette — wenn erforderlich, unter Einschaltung eines Paßstükkes — geschlossen, so wird sie gleich vernietet. Die Hülfskabel können nun beseitigt werden, da die Kette tragfähig geworden ist.

Fig. 181.
Versteifungsträger der Seitenöffnung am Landpfeiler und Verankerung der Kette.
Maßstab 1 : 300.

Fig. 180. Strompfeiler.

Fig. 182.
Verankerung der Rückhaltkette.
Maßstab 1 : 100.
Schnitt c-d in Fig. 181.

Statische Berechnung. Die Hauptträger werden von Ketten gebildet, die durch je drei einfache Fachwerkbalken versteift sind. Das System ist also einfach statisch unbestimmt. Als statisch unbestimmte Größe ist der Horizontalzug der Kette eingeführt. Die Berechnung ist nach dem von Müller-Breslau, »Graphische Statik« II S. 275 u. f., und Bohny, »Theorie und Konstruktion versteifter Hängebrücken« S. 27 u. f. angegebenen Verfahren erfolgt. Dabei haben sich folgende Hauptwerte ergeben:

Horizontalzug infolge von Eigengewicht .	H_g =	3700 t
» » » Verkehrslast .	H_p =	1600 »
» » » Wärmeänderung	H_t = ±	154 »
» » » Winddruck von 150 kg/qcm	H_w =	76 »
	H_{max} =	5530 t
Auflagerdruck der Kette auf den Pendelpfeilern	T_{max} = 0,875 H_{max} =	4840 »
Auflagerdruck der Versteifungsträger in den Pendelpfeilern	$B + C$ = 320 + 218 =	538 »
Auflagerdruck der Pendelfüße		5658,5 »
größter Hängestangenzug	Z_{max} =	206,4 »
größte Kabelspannkraft	K_{max} =	6120 »

Die Versteifungsträger sollen nur durch Verkehrslast beansprucht werden, was dadurch angestrebt wird, daß ihre Auflager erst eingesetzt werden, wenn die gesamte vernietete Konstruktion einschließlich Fahrbahn- und Fußwegabdeckung an den Ketten hängt. Den Verfassern ist hierbei scheinbar entgangen, daß bei dieser Aufstellungsart die Versteifungsträger trotzdem Spannkräfte durch Eigenlasten erhalten, da die Träger den Durchbiegungen der Ketten folgen müssen. Die hierdurch entstehenden Spannungen betragen in der Mitte der Mittelöffnung etwa 100 kg/qcm, wodurch die Nebenspannungen nicht unerheblich steigen.

Das Gesamtgewicht der Eisenkonstruktion setzt sich wie folgt zusammen:

1) Fahrbahnkonstruktion	2212,0 t
2) Versteifungsträger	2589,2 »
3) Windverband	139,4 »
4) Hängestangen	222,3 »
5) Ketten und Verankerungen	4238,7 »
6) Portale	1068,0 »
7) Lager und Dilatationen	732,0 »
Gesamtgewicht	11201,6 t

Auch im Entwurf »Gitterkette« ist der Frage der Durchbiegung die gebührende Bedeutung beigemessen, und es muß besonders hervorgehoben werden, daß hier die Durchbiegungen von allen bisher besprochenen Entwürfen am kleinsten und angemessensten sind.

Bei Vollbelastung der Mittelöffnung ist

$$f_{p\,max} = 344 \text{ mm} = \frac{1}{620}\,l.$$

Bei einer gleichmäßigen Wärmeänderung um 35° C beträgt die Hebung bezw. Senkung der Brückenmitte

$$f_t = \pm 290 \text{ mm}.$$

Bei Belastung der Seitenöffnung wird

$$f_{p\,max} = 178 \text{ mm} = \frac{1}{600}\,l$$

und

$$f_t = 16 \text{ mm}.$$

In dieser Richtung ist der Entwurf also auch dem Entwurf »Köln-Deutz« überlegen, der zu große Durchbiegungen in den Seitenöffnungen aufwies.

Aus der vorstehenden Darstellung geht hervor, daß in »Gitterkette« ein höchst beachtenswerter Entwurf vorliegt, der sehr wohl an die dritte Stelle hätte gesetzt werden können. Nur die Portallösung ist nicht sehr glücklich, dagegen zeichnet sich der Entwurf dadurch aus, daß er mit der Verminderung der Durchbiegung den größten Erfolg erzielt hat. Auch bei der Wahl der Materialien und der Querschnitte ist dahin gestrebt, eine in senkrechter und wagerechter Richtung möglichst steife Brücke zu schaffen. Zu diesen Mitteln gehört u. a. die Wahl von Nickelstahl für die Kette, wodurch die Durchbiegungen tatsächlich gegenüber den Kabelbrücken erheblich vermindert worden sind. Für den Versteifungsträger ist Flußeisen gewählt und dadurch eine weitere Einschränkung der Durchbiegung erzielt. Die Hängestangen sind in I-Form durchgeführt, um möglichst große Seitensteifigkeit für das Bauwerk zu erzielen, der auch die breit ausgebildete Flachkette zustatten kommt. Jedenfalls ist die Flachkette ein durchaus zweckmäßiges Konstruktionsmittel, da, wie bereits verschiedentlich im Laufe der Besprechungen hervorgehoben, die Augenstäbe sehr hohe Herstellungskosten verursachen würden.

Das Gewicht der Brücke ist allerdings recht beträchtlich, was jedoch im Hinblick auf die einfachere Ausführungsart des ganzen Tragwerkes nicht allein ausschlaggebend für die Kostenfrage sein dürfte. (Fortsetzung folgt.)

Die Einrichtung des neuen Schwimmdocks der Oesterreichisch-ungarischen Kriegsmarine.[1]

Von **R. Dub.**

(Schluß von S. 1227)

Die im Soodraum aufgestellten Pumpen werden durch die oben auf dem Maschinendeck befindliche und für 8 bis 10 at Ueberdruck gebaute Verbund-Dampfmaschine von 340 und 500 mm Zyl.-Dmr. bei 260 mm Hub angetrieben, s. Fig 15 bis 21. Ihre Leistung beträgt bei 270 Uml./min rd. 180 PS_i. Die Zylinderachsen liegen in einer zur senkrechten Kurbelwelle senkrechten Ebene unter einem rechten Winkel zueinander. Das gußeiserne zylindrische Kurbelgehäuse ist mit den beiden Fundamentrahmen, auf welchen die Dampfzylinder aufgeschraubt sind, aus einem Stück gegossen. Zwischen den Zylindern und dem Kurbelgehäuse sind die Rundführungen für die Kreuzköpfe eingesetzt. Die gekröpfte Kurbelwelle läuft in nachstellbaren Lagern, die mit Rücksicht auf die hohe Umlaufzahl durch Wasser gekühlt werden. Der auf die Kurbelwelle entfallende Anteil der Schubstangengewichte wird in breiten Borden des Kurbelzapfens aufgenommen, so daß die Ober- und Unterflächen der Schubstangenköpfe nicht aneinander reiben können. Zur Dampfsteuerung dienen Kolbenschieber, die von einem gemeinsamen Exzenter bewegt werden; dieses ist mit einer verzahnten Scheibe zum Andrehen der Maschine zusammengegossen. Die an die Kurbelarme angeschmiedeten Gegengewichte machen ein besonderes Schwungrad entbehrlich, da das Schwunggewicht des Kreiselrades ausreicht.

Als Aufnehmer dient das im Grundriß ersichtliche Kupferrohr. Die Umlaufzahl wird mittels eines zwischen Hochdruckzylinder und Anlaßventil eingebauten Drosselschiebers eingestellt, an Hand eines Flüssigkeits-Tachometers, das sich auf dem oberen Abschlußdeckel des Kurbelgehäuses befindet und von der Kurbelwelle unmittelbar angetrieben wird. Dahinter sieht man die Zentralschmierung. Der ganze Aufbau der Maschine zeigt das Bestreben nach tunlichster Einfachheit unter Verzicht auf die äußerst mögliche Dampfausnutzung.

Die gesamten Vertikaldrücke, herrührend von den Eigengewichten der Kurbelwelle, der Transmissionswellen zwischen Maschine und Pumpe und des Kreiselrades sowie von hydraulischen Axialdruck, werden von einem sorgfältig ausgeführten Spurlager, das im Boden des Kurbelgehäuses leicht zugänglich eingebaut ist, aufgenommen. Es besteht, Fig. 22 und 23, aus 12 gehärteten, kegelförmigen und in einem Bronzekäfig gefaßten Rollen, die zwischen zwei gehärteten Spurplatten unter Oel laufen.

Die senkrechte Transmissionswelle besteht aus 3 gekuppelten Teilen, die in 3 Halslagern laufen. Das unterste Wellenstück ist an das obere Stück und an die Pumpenwelle unter Zwischenschaltung von Gelenken angeschlossen. Derart ist der Wellenstrang einerseits von den unvermeidlichen Durchbiegungen der Dockwände unabhängig gemacht und anderseits der Ausbau des Kreiselrados sehr erleichtert. Sobald der untere Bolzen gelöst und die Welle ausgeschwenkt ist, liegt die Pumpe ganz frei, Fig. 15 und 16.

Die Kreiselpumpe, Fig. 11 (S. 1223), besteht aus einem gußeisernen Spiralgehäuse mit mittlerem Einlauf und seitlichem Auslauf, einer daraufgesetzten gußeisernen Haube, die als Abschlußdeckel und zur Lagerung der Kreiselwelle dient, sowie

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 50 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Fig. 15 bis 17. Gesamtanlage eines Pumpensatzes.
Maßstab 1 : 125.

aus dem aus Phosphorbronze hergestellten Kreiselrade. Die aus geschmiedeter Manganbronze hergestellte Kreiselwelle wird durch eine mit Pockholz gefütterte Stopfbüchse abgedichtet. In ähnlicher Weise ist die Kreiselwelle noch oben in der Haube gelagert.

Zur Entfernung des Sickerwassers dienen 4 neben den Eckpumpen aufgestellte senkrechte Dampfpumpen von je 48 cbm/st Leistung. Die Dampfzylinder stehen auf dem Maschinendeck und betreiben die ungefähr auf der Höhe des Pontondeckes in den Seitenkastenzellen befindlichen Pumpen durch Gestänge. Die Rohrleitung nach den Zellen ist in ganz ähnlicher Weise angeordnet wie die für die Kreiselpumpen. Die Sickerwasserpumpen speisen gleichzeitig zwei längs der Welle geführte Feuerlöschleitungen.

Sämtliche zu den 50 Zellen gehörigen und je zur Hälfte auf Backbord und Steuerbord in einer Reihe befindlichen Schieber werden durch Druckwasser betätigt. Für jeden Schieber ist über dem Maschinendeck ein Druckwasser-Zylinder für 30 at Druck angeordnet, in dem sich ein Tauchkolben von 65 mm Dmr. bewegt, Fig. 24 bis 26. Dieser wirkt mittels eines aufgesetzten Querhauptes und zweier Zugstangen auf ein unteres Querhaupt, in dem die Schieberstange befestigt ist.

Die Schieberstange ist wasserdicht durch das Maschinendeck geführt und unterhalb desselben derart mit Gegengewichten beschwert, daß sich der Schieber selbsttätig schließt, wenn kein Druck im Zylinder herrscht. In seiner tiefsten Stellung setzt sich der Tauchkolben auf die Verschlußschraube des Zylinderbodens, während in der höchsten Stellung das durch eine einstellbare Mutter gebildete Ende der Schieberstange an die Winkelkonsole anstößt.

Die zur Bewegung der Schieber dienende Druckwasseranlage ebenso wie die unten besprochene Druckluftanlage sind auf Backbord aufgestellt. Die Zwillingsdampfpumpe für 30 at Druck und 200 ltr/min arbeitet auf einen Gewichtakkumulator von 200 mm Tauchkolbendurchmesser und 3 m Hub. Von hier aus ist die Hauptdruckleitung zu einem auf Steuerbord und erhöht über dem Oberdeck aufgebauten Steuerhause geführt. Hierin befinden sich außer den Pendeln, die Längs- und Querneigung des Docks anzeigen, zwei einander gegenüber liegende Tische, welche die zu den Zellen auf Backbord oder Steuerbord gehörigen Schiebersteuerungen und Wasserstandsanzeiger, Fig. 27 bis 29, tragen. Die Aufstellung der Vorrichtungen entspricht der Lage der Zellen im Dock, so daß ein Irrtum in der Bedienung nicht leicht vorkommen kann. Während jede Zelle ihren eigenen Wasserstandsanzeiger hat — die Ziffernbezeichnung entspricht der im Zellenplane durchgeführten Bezeichnung der Zellen —, ist dies bei der Druckwasser-Steuerung der Schieber nicht der Fall. Es sind immer eine Anzahl Zellenschieber an einen gemeinsamen Steuerhahn angeschlossen, so daß sie auch gemeinsam bewegt werden. So bedient beispielsweise der Hahn 5 sechs im Zellenplane gleichfalls mit 5 bezeichnete Zellen. Im ganzen sind für Backbord und Steuerbord je 12 Hähne vorhanden. Die Steuerhähne sind mit einer Signalvorrichtung versehen. Bei offenem Schieber leuchtet eine rote, bei geschlossenem Schieber eine weiße Glühlampe. Die Kasten für die Glühlampen befinden sich in den Zwischenräumen zwischen den Wasserstandsanzeigern.

Für den sicheren Betrieb des Docks ist es

Fig. 22 und 23. Rollenlager.
Maßstab 1 : 6.

Fig. 18 bis 21.

Antriebmaschine, 340 und 500 mm Zyl.-Dmr., 260 mm Hub. Normale Umlaufzahl 270 in der Minute.

Maßstab 1 : 30.

Fig. 24 bis 26.

Druckwasserzylinder zum Betätigen der Schieber.

Maßstab 1 : 12.

von allergrößter Bedeutung, daß der jeweilige Wasserstand in den Zellen möglichst genau angezeigt werde. Die bekannten Schwimmereinrichtungen und die bis zum Dockboden versenkten luftgefüllten Glocken, Fig. 30, mit ihren sich leicht verstopfenden feinen Röhrchen, die zu einem Manometer führen, sind beide in ihren Angaben recht unzuverlässig. Nach einem Vorschlage des Ingenieurs von Petravič wurden die Wasserstandsanzeiger nach einem meines Wissens für diesen Zweck ganz neuen Grundsatz ausgeführt, s. Fig. 31.

In die Zelle taucht ein Rohr von $9^1/_2$ mm l. W., das in ein entfernt aufgestelltes und mit Quecksilber gefülltes Gefäß mündet. Die durch das gegenüber liegende Anschlußrohr eingeblasene Luft von rd. 20 at Druck wird durch ein Nadelventil so weit gedrosselt, daß die aufsteigenden Luftblasen den Wasserinhalt der Zelle langsam durchströmen. Der in dem oben offenen Barometerrohr abgelesene Drosseldruck h gibt mit großer Genauigkeit die Höhe H des Wasserstandes in der Zelle an.

Eine Verstopfung der weiten Rohre ist fast ausgeschlossen. Sollte eine solche aber doch auftreten, so macht sie sich durch die unwahrscheinliche Höhe der Quecksilbersäule sofort bemerkbar, wonach der Fehler durch Ausblasen mit höherem Druck leicht zu beheben ist. Eine einfache Einrichtung verhindert das gleichzeitige Ausblasen des Quecksilbers. Leckfehler in der Rohrleitung zeigen sich durch auffällig niedrigen Quecksilberstand. Ein weiterer Vorzug der Druckluft-Wasserstandsanzeiger besteht darin, daß die Länge der Rohrleitung auf die Genauigkeit der Anzeige ohne Einfluß ist und man daher sämtliche Vorrichtungen an einer Stelle vereinigen kann, so wie es auch hier geschehen ist. Die beschriebenen Wasserstandsanzeiger haben sich vorzüglich

bewährt, und ihre allgemeinere Verwendung kann daher nur empfohlen werden. Sie sind hinter den zugehörigen Steuerhähnen auf einem gemeinsamen Luftrohr, Fig. 27 bis 29, aufgebaut. Die Druckluft wird von einem neben der Druckpumpe befindlichen Worthington-Kompressor geliefert. Er saugt bei 105 Uml./min 1180 ltr an und verdichtet auf 7 at. Die in einem Aufnehmer gesammelte Druckluft wird, bevor sie in die Rohrleitung gelangt, durch ein Druckminderventil auf einen Druck von rd. 2 at gebracht. Der Verbrauch an Druckluft ist nicht nach dem Kompressor zu beurteilen. Er wurde aus Mangel an Erfahrungen überreichlich bemessen.

Sobald der Wasserspiegel in den Mittel- und Zwischenzellen über die eintauchenden Entlüftungsrohre steigt, zeigen die Wasserstandsanzeiger einen Druck an, der gleich ist dem Zellenwasserstande, vermehrt um den Ueberdruck der zwischen Wasserspiegel und Pontondeck eingeschlossenen Luft.

Auf dem Oberdeck der beiden Seitenkasten fahren je zwei elektrisch betriebene Drehkrane, Fig. 32 und 33, mit deren Hülfe die an den gedockten Schiffen vorzunehmenden Arbeiten wesentlich gefördert werden. Sie werden durch Gleichstrom von 100 V betrieben und sind für folgende Verhältnisse gebaut: Tragkraft 2500 kg, unveränderliche Ausladung 12,5 m, Höhe des Rollenkopfes über Schienenoberkante 11,89 m, Hub 24 m, Spurweite 3,286 m, Hubgeschwindigkeit 27,5 m/min, Hubmotor 22 PS bei 540 Uml./min mit Bremsmagnet von 150 kg/cm Hubarbeit; Schwenkgeschwindigkeit 0,58 Uml./min, Schwenkmotor 10 PS bei 1150 Uml./min mit Fußbremse; Fahrgeschwindigkeit 24,5 m/min, Fahrmotor 10 PS bei 1150 Uml./min mit Bremsmagnet von 150 kg/cm.

Der außerordentlich starke Schwenkmotor ergab sich aus der etwas übertriebenen Forderung, daß bei einer Querneigung des Docks um 10° noch das Schwenken einer Last von 2250 kg möglich sein sollte. In diesem Falle aber ist beim Schwenken um 180° die Last um 4,4 m zu heben. Hierzu tritt noch eine beträchtliche Arbeit zum Heben des Schwerpunktes der drehbaren Teile. Der Fahrmotor ist noch genügend kräftig, um den belasteten Kran bei 1° Längsneigung fortbewegen zu können. Bei stärkeren Neigungen

Fig. 30. Wasserstandsanzeiger mit senkrechter luftgefüllter Glocke.

Fig. 31. Neuer Druckluft-Wasserstandsanzeiger.

Fig. 27 bis 29. Kommandotisch im Schleusenhaus für die Druckwasserbewegung der Schieber. Maßstab rd. 1 : 25.

wird der Kran durch Schienenzangen in seiner Lage gesichert. Der Unterwagen ist durch ein Portal von 1,8 m lichter Höhe gebildet, um ungehindert über die Deckaufbauten fahren zu können. Falls der Fahrmotor versagen sollte, kann der Kran auch mittels der Spills fortbewegt werden, wozu zwei Stirnräder im Fahrwerkgetriebe ausrückbar angeordnet sind. Der Fahrmotor kann auch auf ein auf den Kranwagen aufgebautes Windwerk mit Spillköpfen *d* umgeschaltet werden, das zum Verstellen der Kimmböcke dient. Die Kimmböcke, auf die sich das Schiff seitlich stützt, Fig. 1 bis 3 (S. 1222), gleiten längs der am Pontondeck angebrachten Führungen aus

Fig. 32 und 33. Drehkran.

Maßstab 1 : 80.

a Hubmotor, 22 PS
b Schwenkmotor, 10 PS
c Fahrmotor, 10 PS, dient gleichzeitig zum Betriebe der Spillköpfe des Kimmbockwindwerkes
d Kimmbockwindwerk
e Bremsmagnet

Profileisen und werden auf folgende Weise verschoben: Der feste Rollenbock eines Takels wird an dem benachbarten Kielklotz befestigt, während der lose Rollenbock an dem betreffenden Kimmbock angreift. Das Seil ist über Rollen, die in entsprechender Anzahl an den Seitenständen verteilt sind, zu einem der beiden am Kran befindlichen und vom Fahrmotor angetriebenen Spillköpfe geführt. Selbstverständlich ist der Kran möglichst nahe zum Kimmbock heranzufahren. Die Verholgeschwindigkeit beträgt 12,5 m/min bei 1800 kg Zugkraft. Die Krane entnehmen den Strom 2 Kontaktdrähten, welche in dem Spalt zwischen Oberdeck und Laufsteg verlegt sind. Im übrigen weichen die Krane von der bekannten Bauart nicht ab.

Die an den Enden der Wälle aufgebauten vier Dampfspills, Fig. 34 und 35, dienen in erster Linie dazu, das zu dockende Schiff genau in der Kiellinie auszurichten, und zum Verlegen der Verankerungsketten für das Dock. Außerdem werden sie vielfach zu Hülfsarbeiten herangezogen.

Die für 12 at Dampfdruck gebaute Antriebsdampfmaschine von 250 und 250 mm Zyl.-Dmr. auf 250 mm Hub befindet sich auf dem Maschinendeck. Sie wird mittels eines vom Oberdeck bedienbaren Wechselschiebers umgesteuert. Die auf der senkrechten Welle aufgekeilte Mitnehmerscheibe ist bei Maschinenbetrieb durch 2 Bolzen mit dem lose laufenden Schneckenrade gekuppelt; bei Handbetrieb wird mittels Handspaken die Verbindung gelöst, und die in der Mitnehmerscheibe gelagerten Stopp-Pallen stützen sich an dem mit dem Schneckenrade zusammengegossenen Pallenkranz ab. Unter dem aufgekeilten Spillkopf liegt ein lose laufendes Kettenrad für 45 mm dicke normale Stegkette, das durch eine Lamellenkupplung mit der Achse gekuppelt werden kann. Der erforderliche Reibungsdruck wird durch eine mit Handspaken anzustellende Mutter und untergelegte Tellerfedern erzeugt. Das Spill hat 10 t Zugkraft bei 20 m/min Einwindegeschwindigkeit; es ist aber auch imstande, die Zugkraft bei entsprechend verminderter Geschwindigkeit bis auf 26 t zu steigern.

Die Kesselanlage besteht aus 10 Babcock & Wilcox-Kesseln von je 132 qm Heizfläche, 10,5 at normalem Betriebsdruck und 22 kg/st Dampflieferung auf 1 qm Heizfläche bei Verwendung staubfreier Kohle von mindestens 7000 WE und bei mindestens 30° Speisewassertemperatur. Sechs Kessel stehen auf Backbord und vier Stück auf Steuerbord. Die elektrische Anlage enthält 4 Lichtmaschinen von 150 PS_i

Fig. 34 und 35. Dampfspill.

Maßstab 1:30.

bei 360 Uml./min, unmittelbar gekuppelt mit Gleichstromgeneratoren von 70 KW. Außerdem wird hochgespannter Drehstrom vom Lande zugeführt und in einem umlaufenden 30 KW-Umformer in Gleichstrom von 100 V umgewandelt.

Der Dockkörper wurde in den eigenen Werkstätten des kaiserl. und königl. Seearsenals in Pola erbaut. An der Lieferung der wesentlichsten Bestandteile der maschinellen Einrichtung sind beteiligt:

Maschinenfabrik J. von Petravič & Cie. in Wien für die Kreiselpumpen, die Druckwasserbetätigung der Schieber, die Druckwasser- und Druckluftanlage, die Druckwassersteuerung, die Wasserstandsanzeiger und die vier fahrbaren Drehkrane;

Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Danek & Cie. in Prag für die vier Dampfspills;

Schiffs- und Maschinenbau-A.-G. Danubius in Budapest für die Kesselanlage;

Vereinigte Glühlampen- und Elektrizitäts-A.-G. in Budapest für die elektrische Anlage;

Ungarische Elektrizitäts-A.-G. in Budapest für die elektrische Ausrüstung der Drehkrane;

die Firma Lamout in London für die Sickerpumpenanlage.

Zusammenfassung.

Kurze Beschreibung des Dockkörpers: Zelleneinteilung, Lage der Pumpen, Rohrleitungen und Schieber.

Berechnung und graphische Darstellung der Druckhöhen, Wassermengen und Umlaufzahlen in Abhängigkeit von der vorgeschriebenen Dockungsdauer als Grundlage für die Bemessung der Pumpen.

Beschreibung der mit Dampf betriebenen Kreiselpumpen, der Sickerwasserpumpen, der Druckwasser- und der Druckluftanlage, der Druckwasserbetätigung der Schieber, der neuartigen Wasserstandsanzeiger, der elektrisch betriebenen fahrbaren Drehkrane und der Dampfspills.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Kölner Bezirksverein.

Fritz Vorster †

Am 2. Juli dieses Jahres starb in Köln-Marienburg nach zweimonatiger schwerer Krankheit Hr. Kommerzienrat Fritz Vorster. Ein arbeitsames, segensreiches und für die Mitwelt kostbares Leben hat der Tod geendet.

Geboren am 11. Januar 1850 in Köln als Sohn des Kaufmannes Julius Vorster, des späteren Mitbegründers der Firma Vorster & Grüneberg in Kalk, wurde Fritz Vorster zuerst im Elternhause erzogen und besuchte dann das Polytechnikum in Zürich und die Gewerbeakademie in Berlin, um technische Studien, namentlich in Chemie und Ingenieurwissenschaft, zu treiben. Diese Studien wurden durch den Krieg 1870/71 unterbrochen; denn Vorster eilte als Freiwilliger zu den Fahnen und machte mit dem 2. Garde-Feldartillerie-Regiment die Belagerung von Paris mit. Nach beendetem Kriege ging er, nachdem er kurze Zeit als Zweiundzwanzigjähriger bereits eine Ammoniakfabrik in Dortmund geleitet hatte, 2 Jahre nach England, wo er mit Fleiß, Ausdauer und reicher Beobachtungsgabe unter anderm in den Fabriken von Muspratt bei Liverpool seine Ausbildung vervollständigte.

Am 1. Oktober 1875 trat Vorster in die Firma Vorster & Grüneberg, jetzt Chemische Fabrik Kalk, ein, wo er zunächst noch einige Jahre mit Dr. Grüneberg gemeinsam, dann aber allein die technische Leitung des ganzen Werkes in Händen hatte.

Unter seiner Leitung wurden die Salpeterfabrik und die Pottaschefabrik umgebaut und vergrößert, die Herstellung von Kalisulfat durch neue mechanische Einrichtungen verbessert und mit der Entwicklung der Superphosphatfabrik auch die Säurefabriken mehr und mehr ausgedehnt. Später reihte sich die Ammoniaksodafabrik mit ihren Nebenbetrieben an. Daneben lieh er seine Kräfte den andern Zweigen des Unter-

nehmens, wie der Düngerabteilung, der Thomasmehl- und der Stickstoffgewinnung, der er besonderes Interesse zuwandte. Alle Einzelheiten aufführen, würde heißen, eine eingehende Geschichte der Entwicklung der Chemischen Fabrik Kalk schreiben; denn alle Anlagen dieses Werkes verdanken ihr Entstehen seiner Anregung und sind seine Schöpfung und sein Lebenswerk.

Vorsters Arbeitstätigkeit beschränkte sich nicht auf die anorganische chemische Großindustrie, sondern erstreckte sich auch auf die Braunkohlen- und Brikettindustrie, deren Entwicklungsmöglichkeiten besonders in der Richtung als Erzeugerin billiger elektrischer Energie er frühzeitig erkannte. Ihm verdankt die rheinische Braunkohlenindustrie vor allem die Verwendung der Rohkohle auch außerhalb des Grubenbetriebes selbst, die er zuerst in größtem Maßstab und in mustergültiger Weise auf dem Kalker Werke durchführte. Ferner verdankt der Michel-Konzern seinen großen Aufschwung seinem besondern Interesse.

Sein vielseitiges Wissen und seine reichen Erfahrungen auf allen Gebieten, seine praktischen Kenntnisse und sein weiter kaufmännischer Blick wurden überall anerkannt und gesucht. So war er, um einige Namen zu nennen, Mitglied des Aufsichtsrates der Maschinenbauanstalt Humboldt, des Grubenvorstandes der Rheinischen A.-G. für Braunkohlenbergbau und Brikettfabrikation, des Vorstandes der Gewerkschaft Michel, des Aufsichtsrates der Rhein- und Seeschiffahrtsgesellschaft, Vorsitzender des Aufsichtsrates der Maschinenfabrik Grevenbroich, Mitglied des Ausschusses des Allgemeinen Versicherungsschutzverbandes und andrer mehr.

Rastlos und unermüdlich tätig, war er allen seinen Mitarbeitern und Untergebenen ein leuchtendes Beispiel eines zielbewußten, fleißigen Mannes. Er fand seine Freude und Befriedigung in der Arbeit, und sein Verhältnis zu seinen Mitarbeitern und Untergebenen drückt wohl am besten ein Satz in seiner Rede zur Jubiläumsfeier der Firma am 1. November 1908 aus: »Vorwiegend aber beruht der Erfolg unserer Unternehmung auf dem schönen harmonischen Verhältnis, in dem die Firma und ihre Mitarbeiter zueinander stehen, und auf der ethischen Grundlage der Erkennung der gegenseitigen Pflichten, welche die Leiter und ihre Mitarbeiter durchdringen muß, denn

»Großes und Dauerndes ist zu allen Zeiten nur durch die Erkenntnis und Erfüllung der Pflichten, nicht der Rechte erzielt worden«.

Seine Arbeit war nicht darauf gerichtet, zu schaffen, um allein für sich zu gewinnen, sondern er stellte sich ganz in den Dienst der Allgemeinheit.

Seine Stiftungen für wissenschaftliche und künstlerische Zwecke, für Schule und Kirche, für Volksbibliothek und Schwimmbad und sein Wohltun auf sozialem Gebiete reden für ihn eine laute Sprache. Sehr viele Mitmenschen, ja ganze Gemeinden sind ihm zu großem Dank verpflichtet.

Viel zu früh für seine Familie, zu früh für sein Werk und seine Mitarbeiter, zu früh für seine ganze Umgebung ist Fritz Vorster dahingeschieden.

Auch wir verlieren in ihm ein treues Mitglied unseres Vereines und werden ihm ein ehrendes Andenken bewahren.

Kölner Bezirksverein deutscher Ingenieure.

Dr. H. Claaßen, Vorsitzender.

Eingegangen 8. Mai und 1. Juli 1912.

Bodensee-Bezirksverein.

Sitzung vom 14. April 1912 in Schaffhausen.

Vorsitzender: Hr. Graf v. Zeppelin jr.

Das Andenken des verstorbenen Mitgliedes Fügenschuh wird durch Erheben von den Sitzen geehrt.

Hr. Dr. Amsler spricht über

einige neue Transmissions-Kraftmesser.

Bei einer rasch laufenden Maschine, z. B. einer Kreiselpumpe, einem Ventilator, einem Turbokompressor, einer Maschine für elektrisches Licht, bei der der Widerstand wenig wechselt und die sich also stets im Beharrungszustande befindet, genügt in der Regel eine Meßvorrichtung, welche die Kraft nur an einer Teilung anzeigt, sie aber nicht in einem Diagramm aufzeichnet.

Bei langsam laufenden Maschinen, bei denen in der Regel auch der Widerstand rasch wechselt, z. B. bei den meisten Werkzeugmaschinen, Tauchkolbenpumpen, Hebevorrichtungen, genügt ein solches Meßorgan nicht. Der Zeiger würde sich so rasch auf der Teilung verstellen, daß man ihm mit dem Auge nicht folgen und seine Stellung nicht sicher ablesen könnte. In diesem Fall muß das Meßorgan mit einer Schreibvorrichtung ausgerüstet sein, die den ganzen Verlauf des Kraftverbrauches aufzeichnet. Aus dem Diagramm lassen sich dann nachträglich der Kraftverbrauch in den einzelnen Phasen des Arbeitsvorganges, der Mittelwert der Kraft, und die an die Maschine abgegebene Arbeit ermitteln. Meistens ist es noch nötig, das Meßorgan mit einem Dämpfer zu versehen, um allzu große Schwingungen zu vermeiden.

Um die Kraft zu messen, die ein Motor abgeben kann, muß man mit dem Motor eine Widerstand leistende Maschine antreiben. Entweder bildet dann diese Maschine selbst das Meßgerät, oder es wird wieder ein Meßorgan zwischen Motor und Maschine eingeschaltet, wobei dann die Maschine nur die vom Motor geleistete Arbeit in eine andre Energieform umwandelt.

Die Widerstand leistende Maschine selbst als Meßvorrichtung zu benutzen, geht bloß dann an, wenn der Motor stoßfrei läuft, also z. B. bei einer Wasserturbine, einem Elektromotor, einer Dampfturbine. Als Meßvorrichtung dient dann der Bremszaum. Wenn es sich nicht um kleine Kräfte handelt, oder nicht ganz besondere Vorsichtsmaßregeln angewendet werden, wird man lieber eine andre Bremse als einen Zaum verwenden, weil dessen Beharrungszustand von zu vielen Zufälligkeiten abhängt. Statt des Zaumes verwendet man bei größeren Motoren nun meist als Meßvorrichtung eine Dynamo, eine Kreiselpumpe oder eine ähnliche Maschine von möglichst gleich bleibendem Widerstand. Eine derartige Maschine nennt man Absorptions- oder Bremskraftmesser. Man sollte den Widerstand einer derartigen, als Meßvorrichtung dienenden Maschine genau kennen. Vielfach wird aber dieser Widerstand, wenn es sich um eine Dynamo handelt, aus dem erzeugten elektrischen Strom und einem angenommenen Wirkungsgrad des Stromerzeugers rückwärts berechnet, was indes zu berechtigten Bedenken Anlaß geben kann. Will man sicher gehen, so muß man die von der Dynamo aufgenommene Arbeit auf andre Weise bestimmen, und dazu dient als sicherstes Mittel wieder ein vorgeschaltetes Meßgerät.

Der Redner beschränkt sich auf Dynamometer der ersten Art, Transmissions-Kraftmesser, d. s. Meßgeräte, die zwischen die treibende und die getriebene Maschine eingeschaltet werden und durch die die zu messende Kraft geleitet wird.

Verdrehungs-Kraftmesser. Fig. 1 und 2 zeigen einen Kraftmesser, der als Kupplungsstück zwischen die treibende und die getriebene Welle eingeschaltet wird. Die beiden Wellenenden *a* und *b* sind nur durch den elastischen Stab *g* miteinander verbunden; er hat die ganze Kraft von *a* nach *b* zu übertragen. *g* wird dabei auf Verdrehen beansprucht und verwindet sich etwas. Selbstverständlich darf dabei die Elastizitätsgrenze des Stabes nicht überschritten werden. Er soll eben als Torsionsfeder wirken.

Bei vollkommener Elastizität des Stabes wird der Winkel, um den sich die beiden Enden des Stabes gegeneinander verdrehen, proportional sein zum Drehmoment, also proportional zur Kraft, die durch den Stab übertragen wird. Macht man den Stab aus sehr gutem Federstahl, dessen Elastizitätsgrenze sehr hoch liegt, so kann man ihm eine beträchtliche Verwindung zumuten, ohne Bruch oder bleibende Formänderung befürchten zu müssen.

Die Federstäbe erhalten der Einfachheit der Fassung wegen quadratischen Querschnitt. Ein 12 mm-Stab z. B., der bis 20 mkg beansprucht wird, verdreht sich bei einer federnden Länge von 44 cm um etwa 20°, wobei er mit 5200 kg/qcm beansprucht wird. Die Elastizitätsgrenze ist aber damit noch lange nicht erreicht. Diese liegt nahe der Bruchgrenze bei etwa 18000 kg/qcm. Alle die Teile, die *g* einschließen, dienen teils zur Anzeige des Verdrehungswinkels, teils dazu, die Verwindung des Stabes so zu begrenzen, daß der Stab nicht überlastet werden kann.

Zur Ablesung des Verdrehungswinkels dienen die drei Scheiben *m*, *n*, *o*, von denen *m* mit der Fassung *h* des federnden Stabes starr verbunden ist: *n* und *o* sind starr mit dem Ende *i* des Stabes verbunden. Die Scheibe *o* hat einen feinen, radialen Schlitz *p*, die Scheibe *m* einen durchsichtigen Rand *u* aus Zellhorn, auf dem eine Teilung eingeschnitten ist. Gegenüber dem Schlitz *p* sind in der Scheibe *n* ein Fenster und ein feiner Schlitz *t* ausgeschnitten. Die Lampe *r* beleuchtet die Teilung auf *u*.

Blickt das Auge durch *p*, so sieht es *t* als hellen Strich und die schwarzen Teilstriche auf *u*. *t* dient so als Index zum Ablesen der relativen Verdrehung der beiden Scheiben *n* und *o* gegenüber *m*. Die Sehlinie ist durch *p* und *t* genau bestimmt; eine Parallaxe beim Beobachten der Skala ist daher nicht möglich, und es ist deshalb für die Ablesung gleichgültig, wie weit *u* hinter *t* liegt.

So lange der Apparat stillsteht, zeigt, wenn man den Stab verwindet, die Verschiebung von *t* auf *u* den Verdrehungswinkel an.

Man sieht nun aber auch Index und Teilung, wenn sich die Vorrichtung mit beliebiger Geschwindigkeit dreht, und zwar viel bequemer und deutlicher als in der Ruhe. Während man beim Stillstand das Auge hart an *p* anlegen muß, um Teilung und Index zu sehen, kann man es beim Gang des Messers weit davon entfernen. Je größer die Entfernung ist, um so stärker erscheint die Skala vergrößert. Die Vergrößerung ist unabhängig von der Drehgeschwindigkeit. Der Bequemlichkeit der Ablesung wegen blickt man nicht gerade durch *p*, sondern schaltet den Spiegel *s* ein, so daß man von der Seite her beobachten kann.

Der Grund, warum man die Teilung auch noch sieht, wenn sich der Messer dreht, ist folgender. Das Auge, das durch *p* blickt, sieht die Teilung und den Index bei jeder Umdrehung der Scheiben einmal, und zwar nur während der sehr kurzen Dauer, während *p* vor dem Auge vorübergeht; der Lichteindruck ist sozusagen blitzartig. Ein einziger derartiger Lichteindruck wäre zu schwach, um im Auge ein erkennbares Bild zu hinterlassen. Da sich nun aber gleiche Lichteindrücke in rascher Folge wiederholen, nämlich einmal bei jeder Umdrehung der Scheiben, so setzen sich diese im Auge zu einem scheinbar ununterbrochenen, stillstehenden Bild zusammen. Dreht sich der Messer langsamer als 250 mal in der Minute, so vereinigen sich die Lichteindrücke noch nicht zu einem ununterbrochenen Bild. Das Ablesen der Teilung ist dann zwar unangenehm, aber immerhin möglich.

Soll die Teilung im Auge einen Lichteindruck hinterlassen, so muß sie sehr stark beleuchtet sein. Die kurze Dauer der Beobachtungszeit muß durch hohe Lichtstärke wettgemacht werden; denn es gehört eben eine gewisse Lichtenergie, Stärke mal Dauer, zur Erregung des Sehnervs.

Zur Beleuchtung der Teilung reicht eine 50kerzige Glühlampe mit Mattglas aus, die man hinter *m* möglichst nahe an *u* aufhängt.

Der abgelesene Verdrehungswinkel zeigt den Zustand des Federstabes an, den er gerade in dem Augenblick hat, in dem *p* am Auge vorbeigeht. Würde die übertragene Kraft und damit auch die Verwindung des Federstabes rasch wechseln, so würde das Auge rasch nacheinander verschiedene Teile der Teilung sehen; die Bilder würden sich verwischen, und es wäre unmöglich, die Teilung abzulesen. Für Kraftmessung an Maschinen mit rasch wechselndem Widerstand ist dieses Gerät daher nicht zu gebrauchen.

Handelt es sich aber um sehr rasch laufende Maschinen, wie Kreiselpumpen und dergleichen, so sind diese Störungen nicht zu befürchten, weil einerseits die Schwungmasse der Maschine selbst, anderseits die Schwungmassen der Scheiben *m, n, o* des Dynamometers etwa auftretende Schwingungen genügend dämpfen.

Fig. 1 und 2.

Verdrehungs-Kraftmesser für 60 mkg.

Auge des Beobachters

a getriebene Welle
b treibende Welle
g Verbindungstab
h Stabfassung
m, n, o Scheiben zur Beobachtung des Verdrehungswinkels
p Sehschlitz
r Lampe
s Spiegel
t Fenster und Indexschlitz
u durchsichtiger Rand mit Teilung

Treten periodische Zustandsänderungen ein, die sich bei jeder Umdrehung in gleicher Weise wiederholen, so kann man diese beobachten, indem man mit dem Auge allmählich rund um die Achse des Dynamometers wandert.

Da der Federstab selbst und auch die Teile, die mit seinen Enden starr verbunden sind, kein Bestreben haben, eine Winkelbewegung infolge der Zentrifugalkraft zu machen, so sind die Angaben des Dynamometers unabhängig von der Umdrehungsgeschwindigkeit. Man kann also die Vorrichtung so rasch laufen lassen, wie man will, selbstverständlich innerhalb der Grenzen, die durch die Festigkeit des Materials der Scheiben *m, n, o* gesteckt sind. Die Messer werden in der Regel für Höchstgeschwindigkeiten von ungefähr 4500 Uml./min gebaut; sie sind aber auch schon für 8500 Uml./min ausgeführt worden. Aus demselben Grunde kann man die Elastizitätskonstante des Federstabes im Ruhezustand bestimmen, indem man an jedem seiner Enden einen Hebel von bekannter Länge befestigt und diesen mit Gewichten belastet.

Dem Messer haftet eine einzige Unsicherheit an, der Luftwiderstand der sich drehenden Teile. Einstweilen kann bloß gesagt werden, daß sein Einfluß verschwindend klein ist, zumal wenn man das Dynamometer so einbaut, daß *m* auf die Seite der zu messenden Maschine zu liegen kommt. Es wäre möglich, aber etwas umständlich, genaue Versuche über den Einfluß des Luftwiderstandes durchzuführen.

Das Dynamometer ist so konstruiert, daß man es ohne Schwierigkeit zwischen der treibenden und der getriebenen Welle herausnehmen, einen andern Federstab einsetzen und es wieder einbauen kann, ohne daß man die beiden Wellen zu verschieben braucht. Man kann den Messer vorwärts und rückwärts laufen lassen, ohne etwas daran ändern zu müssen.

Es ist leicht einzusehen, daß nach diesem Prinzip Kraftmesser gebaut werden können, die jeden wünschenswerten Grad der Genauigkeit erreichen. Auch jede zu übertragende Kraft läßt sich messen. Je größer das zu messende Torsionsmoment ist, um so dicker und um so länger muß der Federstab sein, damit man eine gut wahrnehmbare Verdrehung erhält.

Drucköl-Kraftmesser. Diese Art Kraftmesser dient zur Messung und Aufzeichnung der von ungleichmäßig belasteten Maschinen verbrauchten Kraft.

Einige davon sind fahrbar gemacht, so daß man sie leicht zu den Maschinen befördern kann, deren Kraftverbrauch man messen will. Fig. 3 bis 8 zeigen eine bis 50 mkg messende Vorrichtung.

Der Kraftmesser wird vom Motor durch einen Riemen angetrieben und leitet die Kraft durch einen zweiten Riemen auf die zu treibende Maschine weiter. Die treibende und die getriebene Riemenscheibe liegen unmittelbar nebeneinander. Die Scheibe rechts sitzt fest auf der Welle, die der Länge nach durchbohrt ist, während die Scheibe links sich ohne merklichen Widerstand auf der Welle drehen läßt. Eine der Scheiben trägt zwei Zylinder, die durch Rohre mit dem Innern der durchbohrten Welle in Verbindung stehen. Die andre Scheibe trägt zwei Stempel, die durch Vermittlung von Stelzen gegen die Kolben in den Zylindern drücken. Die Kolben haben keine künstliche Liderung, sie sind nur gut, aber leicht eingepaßt; sie gleiten fast reibungslos in den Zylindern. Das ganze System ist mit Oel gefüllt. Dreht sich der Messer, so haben die Stempel das Bestreben, die Kolben in die Zylinder hineinzudrücken, wenn ein Widerstand geleistet wird. Dadurch wird ein Druck auf die Oelfüllung der Zylinder ausgeübt. Der Oeldruck pflanzt sich durch die hohle Welle und durch ein feststehendes Rohr, das axial in die Welle hineinragt und durch eine Stopfbüchse abgedichtet ist, nach dem feststehenden Gehäuse rechts fort, an welches einerseits ein Manometer, anderseits eine Schreibvorrichtung angeschlossen ist.

Das Manometer zeigt das Drehmoment an, mit dem eine Scheibe die andre treibt; diesem ist der Oeldruck proportional. Die Uebertragung des Flüssigkeitsdruckes auf den Schreibstift geschieht ebenso wie bei einem Dampfmaschinen-Indikator. Die Kraft wird auf einem Papierband aufgezeichnet, das mit einer Geschwindigkeit läuft, die der Drehgeschwindigkeit der Welle proportional ist.

aus der Welle in das Gehäuse eintritt, mehr oder weniger verengt wird.

Die Angaben des Kraftmessers sind nicht ganz unabhängig von der Drehgeschwindigkeit. Die Zentrifugalkraft treibt einerseits das Oel nach auswärts, anderseits hat sie auch das Bestreben, die Kolben axial zu bewegen, je nach der Lage, welche diese Kolben in ihren Zylindern gerade einnehmen. Durch passende Anordnung von Kolben und Zylindern kann man erreichen, daß sich jene beiden Kräfte aufheben. Es ist dies aber nur für eine einzige Lage der Kolben möglich. Man wählt dafür die Mittellage.

Läßt man das Dynamometer nur mit mäßiger Geschwindigkeit laufen, so ist die störende Wirkung der Zentrifugalkraft in den Kolbenlagen, wo keine vollständige Kompensation stattfindet, verschwindend klein. Man darf aber den Messer noch aus einem andern Grund nicht allzurasch laufen lassen. Durch die Zentrifugalkraft werden die Kolben, die ja reibungslos in ihren Zylindern gleiten sollten, nach außen gedrückt, wodurch die gegenseitige Reibung zwischen Zylinder und Kolben ungünstig beeinflußt wird.

Derartige Kraftmesser beanspruchen bei großem Drehmoment verhältnismäßig wenig Raum. Sie eignen sich deshalb ganz besonders zur Messung großer Kräfte bei kleinen Umlaufgeschwindigkeiten.

Kraftmesser mit Pendel, Fig. 9 bis 11.

Die beiden Riemenscheiben von verschiedener Größe haben gleiche Umfangsgeschwindigkeit.

Fig. 3 bis 8. Drucköl-Kraftmesser für 50 mkg.

- a getriebene Scheibe
- b treibende Scheibe
- c Druckölzylinder
- d Kolben
- e Stelze
- f Oelleitung
- g durchbohrte Welle
- h Manometer
- i Indikator
- k unbeschriebene Papierrolle
- l Papieraufwicklung
- m treibende Trommel
- n Dämpferventil
- o Füllpümpchen
- p Oelbehälter

Damit man die Umläufe der Riemenscheiben leicht zählen kann, gibt ein kleiner Hammer nach je 10 Umläufen der Welle einen hörbaren Schlag. Man zählt die Schläge mit der Uhr in der Hand. Ist der Widerstand der zu messenden Maschine stark ungleichmäßig, so schwingt der Zeiger des Manometers heftig hin und her, und der Schreibstift zeichnet eine Zickzacklinie. Man kann aber die Schwingungen beliebig stark dämpfen, indem man ein Ventil mehr oder weniger in das Gehäuse rechts hineinschraubt, wodurch die Oeffnung, durch welche das Oel

Fig. 9 bis 11. Kraftmesser mit Pendel für 15 mkg.

Maßstab 1 : 12,5.

a getriebene Riemenscheibe
b treibende Riemenscheibe
c Pendel
d und *e* Zahnräder am Pendel
f und *g* Ansteckgewichte
h wagerechte Stange mit Schreibstift
i Schaulinien-Schreibstift
k Nullinien-Schreibstift
l Schreibtrommel
m Papierrolle
n Teilung zur Kraftablesung
o Umlaufzähler
p Reibrad zum Antrieb der Schreibtrommel
q Kurbel zum Handantrieb

Durch eine der Riemenscheiben wird die Kraft vom Motor in den Messer eingeleitet, von der andern auf die Arbeitsmaschine weitergeleitet. Mit jeder Riemenscheibe ist ein Zahnrad starr verbunden. Diese beiden Zahnräder greifen in ein Zahnradpaar ein, das an einem Arm gelagert ist, der frei um die Achse der Riemenscheiben schwingen kann. Die Zahnräder üben ein Drehmoment auf den Arm aus, das proportional zur übertragenen Kraft ist. Infolge dieses Drehmomentes neigt sich der Arm aus seiner senkrechten Ruhelage so weit zur Seite, bis das Gewicht des Armes dem Drehmoment das Gleichgewicht hält. Der Arm spielt also die Rolle eines Pendels, dessen Ausschlag (bezw. der Sinus des Neigungswinkels) das Maß der übertragenen Kraft ist.

Ein Stift am oberen Ende des Pendels verschiebt eine wagerechte Stange mit Schreibstift proportional zum Sinus des Neigungswinkels, und der Schreibstift zeichnet die Kraft auf einem Papierband auf, das proportional zur Umlaufgeschwindigkeit der Riemenscheiben von einer Rolle abläuft. Gleichzeitig gibt ein Zeiger das Drehmoment auf einer Teilung an.

Bei rasch wechselndem Widerstand der Arbeitsmaschine käme das Pendel in Schwingung, wenn nicht ein Dämpfer vorgesehen wäre, und zwar ein Flüssigkeitsdämpfer. Bei dem in Fig. 9 bis 11 dargestellten Messer kann man eine Kurbel zum Handbetrieb anstecken, so daß man auch die von einem Menschen geleistete Arbeit messen kann. Die Drehrichtung des Messers ist beliebig. Infolge der kleinen Erschütterungen im Zahngetriebe verschwindet die Reibung fast vollständig aus den Meßergebnissen.

Bücherschau.

Einführung in die höhere Mathematik für Studierende und zum Selbststudium. Von H. v. Mangoldt. 1. Bd.: Anfangsgründe der Infinitesimalrechnung und der analytischen Geometrie. 477 S. mit 121 Fig. Preis 12 *M*. 2. Bd.: Differentialrechnung. 566 S. mit 101 Fig. Preis 14,10 *M*. Leipzig 1911 und 1912, S. Hirzel.

Von dem ganzen Werke, das auf drei Bände berechnet ist, sind in kurzer Aufeinanderfolge die beiden ersten Bände erschienen, so daß die Besprechung gleich auf diese ausgedehnt werden kann. Der Verfasser bezeichnet als ein Hauptziel des mathematischen Unterrichtes an den technischen Hochschulen die Vermittlung derjenigen Kenntnisse aus der höheren Mathematik, deren Besitz man gegenwärtig in der physikalischen und der technischen Literatur vorauszusetzen pflegt. Die Voraussetzungen an mathematischen Kenntnissen sind allerdings bei den verschiedenen Verfassern, zumal wenn auch die physikalische Literatur mit einbezogen wird, recht verschieden und das genannte Ziel danach ziemlich unbestimmt und wahrscheinlich viel zu ausgedehnt. Der Verfasser hat in dem vorliegenden Werke, das in erster Linie für Studierende technischer Hochschulen bestimmt ist, im Gegensatze zu manchen andern Einführungen in die höhere Mathematik ganz besondern Wert auf völlige Strenge gelegt; er hegt die Ansicht, »daß genaue Erklärungen und strenge Beweise in der durch die unermüdliche kritische Arbeit der letzten fünf Jahrzehnte glücklich erreichten einfachen Form das Verständnis nicht erschweren, sondern erleichtern«. In der folgerichtigen Durchführung dieser Auffassung bei allen Entwicklungen muß man wohl den Hauptwert des vorliegenden Buches erblicken; es sei gleich hier ausgesprochen, daß es dem Verfasser vorzüglich gelungen

ist, trotz aller Schärfe überall leichte Verständlichkeit zu wahren. Naturgemäß erfordert eine derartige gründliche Behandlungsweise einen ziemlichen Raum, so daß bis zur Erledigung der Differentialrechnung bereits 66 Druckbogen gebraucht wurden. Es ist bei diesem Umfange des Werkes und der großen Zahl der behandelten Sätze nicht möglich, den Inhalt einigermaßen erschöpfend aufzuzählen; es sollen daher vorwiegend solche Abschnitte erwähnt werden, die die Eigenart der Behandlungsweise besonders scharf erkennen lassen.

Der erste Band leitet von den in der Prima gepflegten Teilen der Mathematik über zu der schärferen Auffassung der mathematischen Grundbegriffe, besonders der irrationalen Zahlen, der Veränderlichen und Funktionen, der Grenzwerte und der Stetigkeit. Er beginnt mit der Kombinatorik, bespricht die Summationsformeln (arithmetische und geometrische Progressionen, binomischen und polynomischen Lehrsatz), bringt das Wichtigste aus der Wahrscheinlichkeitsrechnung und ziemlich ausführlich die Lehre von den Determinanten. Im fünften Abschnitt beginnt nun die Besprechung der irrationalen Zahlen. In sehr erschöpfender Weise wird, ausgehend von dem Unterschiede kommensurabler und inkommensurabler Strecken, die Unvollkommenheit des Systems der rationalen Zahlen dargelegt und im Anschluß an die Vergleichung der rationalen Zahlen mit den Punkten einer orientierten Geraden und an die Stetigkeit der geraden Linie die Notwendigkeit und Möglichkeit nachgewiesen, auch der Zahlenreihe Lückenlosigkeit zu verleihen, indem man die irrationalen Zahlen einschiebt. Hierbei benutzt der Verfasser den Begriff des »Schnittes« der Gesamtheit aller rationalen Zahlen. Für das Rechnen mit »Reihenzahlen« wird dann gezeigt, daß die Regeln der Buchstabenrechnung sämtlich erhalten bleiben. Im sechsten Abschnitt finden sich strenge Nachweise für die Gesetze über Wurzeln, Potenzen mit nicht ganzzahligen Exponenten und Logarithmen, sowie eine ausführliche Darstellung der Wickelmessung in Grad- und in Bogenmaß. Der siebente Abschnitt bringt die Grundbegriffe der analytischen Geometrie: die verschiedenen Koordinatensysteme, Streckenprojektionen, Richtungskosinusse, Koordinatenverwandlungen usw. Der achte Abschnitt: »Veränderliche und Funktionen« geht von anschaulichen geometrischen Beispielen aus, um die Notwendigkeit darzutun, für die Behandlung wechselnder Erscheinungen ausreichende mathematische Hülfsmittel zu schaffen. Zu diesem Zwecke werden als neue Begriffe eingeführt und definiert: Zahlenmenge, obere und untere Grenze einer Zahlenmenge, Intervall oder zusammenhängender Bereich, Veränderliche, Wertgebiet, Stelle oder spezieller Wert einer Veränderlichen, stetige Aenderung, Konstante. Alsdann kann der Begriff einer Funktion definiert werden: »Wenn jedem Wert einer Veränderlichen x ein bestimmter Wert einer andern im allgemeinen ebenfalls veränderlichen Zahl y zugeordnet ist, so sagt man, diese letztere Zahl y sei eine Funktion der Veränderlichen x«. Es wird ausdrücklich hervorgehoben: damit y eine Funktion von x sei, ist indessen nicht erforderlich, daß sich die Regel, nach welcher y bei gegebenem Werte von x zu berechnen ist, durch irgend eine mathematische Formel ausdrücken lasse. Es genügt, wenn jene Regel nur in Worten gegeben ist. Nunmehr werden einige besondere Arten von Funktionen besprochen: die rationalen Funktionen, ganze und gebrochene Funktionen mit einer Veränderlichen (algebraische Gleichungen mit einer Unbekannten, Interpolationsformeln von Lagrange und Newton usw.), Beispiele nicht rationaler Funktionen, Begriff der algebraischen Funktion; von den transzendenten Funktionen die Exponentialfunktionen, Logarithmen, trigonometrische und zyklometrische Funktionen. Die geometrische Darstellung des Verlaufes einer Funktion, in einigen Beispielen durchgeführt, schließt den achten Abschnitt. Im neunten Abschnitte werden die Gleichungen der Geraden und der Ebene in den üblichen Darstellungen: Parameterdarstellung, Achsenschnittform, Normalform, und einige Grundaufgaben der analytischen Geometrie der Geraden und der Ebene behandelt. Der zehnte Abschnitt beschäftigt sich sehr eingehend mit der Stetigkeit. Zunächst wird der Begriff des Grenzwertes definiert und an Beispielen erläutert; dann werden einige Lehrsätze über Grenzwerte nachgewiesen: der Grenzwert der Summe ist gleich der Summe der Grenzwerte der Summanden, desgleichen für die Differenz, das Produkt, den Quotienten. Es folgt die Definition von e, die notwendige und hinreichende Bedingung für das Vorhandensein eines Grenzwertes und das allgemeine Konvergenzprinzip: »Es sei $f(x)$ eine Funktion, deren Argument beliebig großer Werte fähig ist. Wenn man dann jeder beliebig kleinen positiven Konstanten ε eine zweite Konstante N so zuordnen kann, daß, sobald $x > N$ ist, für jeden oberhalb x liegenden möglichen Wert $(x + p)$ des Argumentes der Funktion f die Ungleichung

$$| f(x+p) - f(x) | < \varepsilon$$

besteht, so strebt die Funktion $f(x)$ bei unbegrenzt wachsendem x einem Grenzwert zu.

Die Möglichkeit der eben erwähnten Zuordnung ist also dafür, daß die Funktion $f(x)$ sich einem Grenzwert nähere, nicht bloß notwendig, sondern auch hinreichend.«

Der Begriff der Stetigkeit und Unstetigkeit wird zuerst an Beispielen erläutert, wovon $y = \sin \frac{1}{x}$ als besonders lehrreich erwähnt sein mag; dann folgt die Definition einer stetigen Funktion und der Nachweis, daß a^x, $\sin x$ und $\cos x$ stetige Funktionen sind. Es folgen noch einige Sätze über die Stetigkeit mittelbarer Funktionen, der inversen Funktionen, insbesondere der Wurzeln, Logarithmen und zyklometrischer Funktionen und die Darstellung einiger unstetiger Funktionen. Damit schließt der erste Band.

Der zweite Band (Differentialrechnung) behandelt im elften Abschnitt die Differentialrechnung für Funktionen einer Veränderlichen. An die strenge Definition des Begriffes differenzierbar schließt sich die Erklärung des Differentialquotienten, die Herleitung einiger Differentialquotienten, deren geometrische und physikalische Bedeutung sowie die Ableitung der einfachen Funktionen und der mittelbaren Funktion in der üblichen Art. Besonderes Interesse bieten die Ausführungen über Stetigkeit und Differenzierbarkeit; es wird gezeigt (zunächst an dem Beispiel $f(x) = x \sin \frac{1}{x}$ für $x = 0$), daß eine stetige Funktion noch nicht ohne weiteres auch differenzierbar ist. Warum bevorzugt nun die Anwendung differenzierbare Funktionen? Diese Frage findet ihre Antwort in der Tatsache, daß die Beobachtung einer in der Natur gegebenen Abhängigkeit einer veränderlichen Größe von einer andern in jedem Falle nur einen Funktionsstreifen (noch dazu mit verwaschenen Rändern) liefert und daß für solche Funktionen folgender Satz gilt: »Wenn für ein beliebig großes abgeschlossenes Intervall J eine stetige Funktion $f(x)$ erklärt ist, so ist es nach Annahme einer beliebig kleinen positiven Konstanten ε immer auf mannigfach verschiedene Weise möglich, eine Funktion $\varphi(x)$ zu bestimmen, welche in dem Intervall J nicht bloß stetig, sondern auch differenzierbar ist und sich in diesem Intervall der Funktion $f(x)$ so eng anschließt, daß daselbst überall die Ungleichung

$$| f(x) - \varphi(x) | < \varepsilon$$

gilt; ja man kann sogar eine ganze rationale Funktion $g(x)$ von solcher Beschaffenheit angeben, daß auch die Differenz

$$f(x) - g(x)$$

in dem Intervall J ihrem absoluten Betrage nach beständig kleiner als ε bleibt.« (Auf den Beweis dieses Satzes wird hier allerdings unter Angabe von Literatur verzichtet.) Es folgen nun die Sätze von Taylor und Maclaurin nebst Anwendungen (z. B. Berechnung von e und Nachweis der Irrationalität von e, Berechnung der Logarithmen usw.), Maxima und Minima, sowie unbestimmte Formen. Am Schlusse wird noch der Begriff der unendlich kleinen Zahl und der Differentiale scharf formuliert. Sehr ausführlich behandelt der zwölfte Abschnitt die unendlichen Reihen, insbesondere die Konvergenzbedingungen. Zur Besprechung gelangen: alternierende Reihen, bedingte und unbedingte Konvergenz, gleichmäßige und ungleichmäßige Konvergenz, Potenzreihen, deren Konvergenzbereiche, Stetigkeit und Differenzierbarkeit, Multiplikation unendlicher Reihen, Einsetzen einer Potenzreihe in eine andre . . . . . nebst Anwendungsbeispielen.

Im dreizehnten Abschnitte wird die Differentialrechnung auf Funktionen mehrerer Veränderlichen ausgedehnt. Zunächst wird das Gebiet von n-Dimensionen definiert, und es werden darin (parallellopipedische und kugelförmige) Bereiche abgegrenzt, n-fach ausgedehnte Bereiche definiert, Wege und Zusammenhang im n-dimensionalen Raume erklärt. Alsdann werden Grenzwerte und Stetigkeit behandelt und die partielle Differenzierbarkeit sowie die partiellen Differentialquotienten erläutert. Bei den partiellen Ableitungen höherer Ordnung findet sich Gelegenheit, die Bedingungen für die Gültigkeit der Gleichung

$$\frac{\partial^2 f(x, y)}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 f(x, y)}{\partial y \partial x}$$

in sehr gründlicher Weise zu untersuchen.

Die Ausdehnung des Satzes von Taylor auf Funktionen mehrerer Veränderlichen, die Differentiation unentwickelter Funktionen, die Erklärung unentwickelter Funktionen durch Systeme von Gleichungen, zahlreiche Uebungsaufgaben und die Ermittlung der Maxima und Minima beschließen den dreizehnten Abschnitt.

Der vierzehnte Abschnitt bringt die Anwendungen der Differentialrechnung auf Geometrie. Hier nimmt der Verfasser zunächst Gelegenheit, die Begriffe Linie und Fläche genau zu erklären; einige Erklärungen seien wiedergegeben:

»Eine abgeschlossene Punktmenge heißt ein einfaches Linienstück, wenn sie sich als ein stetiges und eindeutig umkehrbares Bild einer endlichen Strecke ansehen läßt, der ihre beiden Endpunkte zugerechnet sind«.

»Ein stetiges Bild eines abgeschlossenen oder nicht abgeschlossenen Intervalles soll ein Linienstück schlechthin heißen, wenn jeder Teil des Bildes, der einem zusammenhängenden abgeschlossenen Teile des Intervalles entspricht, aus einer endlichen Anzahl einfacher Linienstücke derart zusammengesetzt werden kann, daß irgend zwei derselben höchstens einen Punkt gemeinsam haben«.

»Eine Mehrheit von Punkten heißt ein einfaches Flächenstück, wenn sie als stetiges und eindeutig umkehrbares Bild eines ebenen zweifach ausgedehnten zusammenhängenden und abgeschlossenen Bereiches angesehen werden kann«.

Nach Besprechung der Linien und Flächen zweiten Grades (wobei besonders die sehr gute parallelperspektivische Darstellung der verschiedenen Flächen hervorgehoben sein mag) folgt nun die Behandlung der Tangenten und Normalen von Linien, der Tangentenebene eines Flächenstückes, der Krümmung ebener Linienstücke (hingewiesen sei auf die gründliche Erklärung des Krümmungsmittelpunktes), der Evolute, der Einhüllenden ebener Linienscharen.

Der fünfzehnte Abschnitt beschäftigt sich auf fast 100 Seiten mit der Lehre von den imaginären Zahlen. Anknüpfend an die quadratische Gleichung

$$a x^2 + b x + c = 0 \text{ für } b^2 - 4ac < 0$$

zeigt der Verfasser nach einem kurzen geschichtlichen Rückblicke, daß man die komplexen Zahlen als Sonderfall mehrfach benannter Zahlen aufzufassen habe, und beweist mit Hülfe des Prinzips der Permanenz der formalen Gesetze die Richtigkeit der algebraischen Grundoperationen auch für komplexe Zahlen.

Anschließend an die bekannte geometrische Darstellung komplexer Zahlen durch Punkte einer Ebene erklärt er den Begriff des absoluten Wertes und der Abweichung, erledigt die Multiplikation und Division, das Potenzieren mit ganzen Exponenten, die Moivreschen Formeln, das Wurzelausziehen und geht dann zu Funktionen komplexer Veränderlicher über. Auch hier werden wieder Grenzwerte und Stetigkeit, die Konvergenz von unendlichen Reihen .... ausführlich besprochen. Bei der Differentialrechnung für komplexe Veränderliche untersucht der Verfasser vor allem die notwendige und hinreichende Bedingung der Differenzierbarkeit und zeigt das Bestehenbleiben der Differentialformeln, die sich für reelle Argumente ergeben hatten, auch für komplexe Veränderliche im Falle der trigonometrischen, logarithmischen und zyklometrischen Funktionen.

Mit besonderer Freude kann man noch den Schlußabschnitt über winkeltreue Abbildung begrüßen.

Alles in allem handelt es sich also um ein sehr beachtenswertes Werk, für das die technische Welt dem Verfasser nur dankbar sein kann, und das allen Ingenieuren, die Zeit und Muße dazu haben, aufs wärmste zum Studium empfohlen werden kann. Es unterliegt keinem Zweifel, daß jeder, der den Aufbau der höheren Mathematik einmal wirklich gründlich durchdacht hat, wozu das vorliegende Werk ausgezeichnete Anleitung gibt, die Mathematik in den Anwendungen sicherer beherrscht. Ob aber für alle unsere Studierenden der technischen Fächer solche vertiefte Auffassung erreichbar und empfehlenswert ist, möchte doch wohl stark bezweifelt werden. Die Anforderungen wachsen derart, daß man, so schön an und für sich eine wirklich vertiefte mathematische Schulung sein mag, im Gegenteil eher an eine Beschränkung der rein mathematischen Ausbildung als an eine weitere Ausdehnung denken muß. Zu diesem Vorbehalte sehe ich mich vor allem deswegen verpflichtet, weil der Verfasser des besprochenen Werkes Lehrer an einer Technischen Hochschule ist und die gewählte Behandlungsweise leicht als Muster für den Mathematikunterricht an den Technischen Hochschulen angesehen werden könnte. M. Tolle.

Engineering as a vocation. Von Ernest McCullough, C. E. New York 1911, David Williams Company. 201 S. Preis 1 $.

Der Verfasser geht bei seinen Ausführungen von der Tatsache aus, daß viele junge Leute den technischen Beruf ergreifen, ohne sich auch nur entfernt klar darüber zu sein, was es bedeute, Ingenieur zu sein, welche Anforderungen der Beruf an die körperliche und geistige Leistungsfähigkeit des Menschen stelle. Die Eltern, die ihrem Sohn bei der Berufswahl behülflich sind, holen sich ihren Rat aus den Zeitungen und volkstümlichen technischen Zeitschriften, die über die wirklichen Verhältnisse im Ingenieurberuf oft sehr wenig unterrichtet sind. Diesem auch bei uns in Deutschland stark empfundenen Bedürfnis nach einem zuverlässigen, objektiv gehaltenen Ratgeber bei der Berufswahl sucht nun der Verfasser in den sechs Abschnitten seines Buches zu entsprechen. Es kann hier nicht der Platz sein, auf das einzelne einzugehen, da sich der Inhalt naturgemäß auf die Verhältnisse in den Vereinigten Staaten bezieht. Immerhin wird sich auch vieles sinngemäß auf unsere Verhältnisse anwenden lassen. Für den, der die amerikanischen Verhältnisse studieren will, bietet dieses kurz gefaßte und gut geschriebene Buch wertvolle Hinweise. Der Verfasser bemüht sich, in objektiver Weise nicht nur die guten, sondern auch die Schattenseiten der heutigen Verhältnisse darzustellen. Seine persönliche Ueberzeugung, die er auf Grund seiner eigenen Erfahrung und seiner Studien gewonnen hat, kommt besonders darin zum Ausdruck, daß er eine möglichst strenge Auswahl empfiehlt. Die Hälfte der technischen Schulen würde ausreichen. Man solle lieber weniger, aber gut ausgebildete Ingenieure der Technik und der Industrie zur Verfügung stellen, als, wie es auch in Amerika besonders häufig zu geschehen scheint, durch alle möglichen gar nicht zu erfüllenden Versprechungen so viele junge Leute veranlassen, sich dem technischen Berufe zu widmen. Das Buch enthält auch wertvolle Angaben, wie man sich außerhalb der Schulen weiter bilden kann. Es werden die großen technischen Vereine aufgeführt, ihre Bedeutung gewürdigt, es wird über die praktische Arbeitszeit gesprochen, sowie auch über die Literatur, die in erster Linie für die Weiterbildung zu empfehlen ist.

C. Matschoß.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Neuere Rohölmotoren. Teil I. Von C. Pöhlmann. Berlin-Charlottenburg 1912, C. J. E. Volckmann Nachf. G. m. b. H. 120 S. mit 175 Fig. und 8 Tafeln. Preis 7.50 M.

Das Buch enthält eine Beschreibung der bekanntesten Bauarten von ortfesten Rohölmaschinen. Ohne sich auf weitschweifige theoretische Betrachtungen einzulassen, erörtert und kritisiert der Verfasser doch eingehend die Grundzüge der einzelnen Bauarten. Für den Konstrukteur wird besonders die im allgemeinen recht gute Darstellung der Figuren wertvoll sein. Ein Wunsch für alle, die literarisch auf diesem Gebiet tätig sind, möge bei dieser Gelegenheit ausgesprochen

sein, nämlich das Wort Motor in der vorliegenden Bedeutung durch Maschine wiederzugeben. Es geht sehr gut, und daß die Bezeichnung »Dieselmaschine« sich bereits an vielen Stellen durchaus eingebürgert hat, bedarf wohl nicht des Beweises.

Der Mensch und die Erde. Herausgegeben von Hans Kraemer in Verbindung mit ersten Fachmännern. 2. Gruppe. 150. bis 155. Lieferung. Berlin, Leipzig, Wien und Stuttgart 1912, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. Preis der Lieferung 60 ₰.

Illustrierte Zeitung. Technische Kulturbilder. I. Das Gas, seine Erzeugung, Verwendung und Nebenprodukte. Gas-Jahrhundert-Nummer. 110 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 2 ℳ.

Die ersten Abschnitte behandeln die Entstehung der natürlichen Kohlen. Wir verfolgen dann, wie die Kohle gefördert und in riesigen Förderanlagen den Verbrauchern zugeführt wird. Darauf folgt die Gaserzeugung in Gasanstalten und Kokereien. Ein Kunstdruck von F. Gärtner zeigt den Koksausstoß auf einer Kokerei, ein Aquarell von W. Hammer einen Durchblick zwischen den Retortenhäusern des Gaswerkes Tegel. Es schließt sich die Beförderung des Gases an Ueber die Fernverteilung in der Mark Brandenburg unterrichtet eine besondere Landkarte. Kunstblätter von H. Baluschek und H. Licht leiten die Abschnitte über die Beleuchtung ein. Berlin, Paris, London sind die Etappen auf dem Siegeswege des Preßgases. Die Schilderung der vielseitigen Verwendung des Gases als Licht- und Wärmequelle im Haushalte wie im gewerblichen Betrieben wird durch Aufsätze über das Gas als Kraftquelle wie als Auftriebkraft für die Luftschiffahrt ergänzt. Auch die Nebenerzeugnisse des Gases sind eingehend bearbeitet.

Jahrbuch der Naturwissenschaften 1911/12. 27. Jahrgang. Unter Mitwirkung von Fachmännern herausgegeben von Dr. J. Plaßmann. Freiburg im Breisgau 1912, Herdersche Verlagshandlung. 452 S. mit 37 Fig. Preis 7,50 ℳ.

In dem Abschnitt »Angewandte Mechanik, Industrie und industrielle Technik« finden sich außer den schon im 26. Jahrgang vorhanden gewesenen Kapiteln (Z. 1911 S. 1220) neu: »Gasindustrie« und »Waffentechnik«. In dem Kapitel »Maschinenbau« sind die Abhandlungen über »Fortschritte im Bau von Gleichstromdampfmaschinen«, »die Humphrey-Pumpe«, »ein chemisches Verfahren zur Ausmessung der Wassermengen von Seebecken, Flüssen usw.«, »der Hydropulsator«, »Torfgasmaschinen«, »Ausnutzung der Abwärme von Dieselmotoren« und »Zusatz von Explosivstoffen zu Motortreibmitteln« besonders beachtenswert. Der Abschnitt »Luftschiffahrt« bringt Abhandlungen über die Entwicklung des Flugwesens und der Zeppelin-Luftschiffe im Jahre 1911, sowie einen besondern Aufsatz über die militärische Bedeutung dieser beiden Gattungen von Luftfahrzeugen. Lehrreich und reichhaltig sind die Aufsätze in den Abschnitten »Physik«, »Chemie«, »Astronomie«, »Meteorologie«, »Anthropologie, Ethnologie und Urgeschichte«, »Mineralogie und Geologie«, »Zoologie« und »Botanik«, »Forst- und Landwirtschaft«, »Länder- und Völkerkunde«, »Gesundheitspflege und Heilkunde«.

Südbayern, Tirol und Salzburg, Ober- und Nieder-Oesterreich, Steiermark, Kärnten und Krain. Handbuch für Reisende. Von K. Baedeker. 35. Aufl. Leipzig 1912, K. Baedeker. 682 S. mit 74 Karten, 16 Plänen und 11 Panoramen. Preis 8 ℳ.

Der Text ist in der neuen Auflage durchgearbeitet, ergänzt und umgestaltet worden, die Karten sind vermehrt und auf den neuesten Stand gebracht. Besondere Aufmerksamkeit wurde der Tätigkeit der Alpenvereine im Wege- und Hüttenbau zuteil. Von neuen Alpenvereinshütten finden wir das Wankhaus bei Partenkirchen, die Starnberger Hütte am Laberjoch, die Haller Hütte auf der Lizumalp, die Biberacher Hütte am Schadonapaß, die Anhalter Hütten in den Lechtaler Alpen, die Hagener Hütte am Mallnitzer Tauern, das Arthur von Schmid-Haus am Dössensee, die Badener Hütte im Frosnitztal, die Rostocker Hütte im Maurertal, das Bremer Haus an der Bocca di Brenta, die Feisterkarhütte bei Schladming, das Wolfsberger Haus an der Saualpe u. a. Von neuen Bergbahnen wurden u. a. die Wendelstein-Bahn (s. Z. 1912 S. 481), die Guntschna-Bahn bei Bozen und die Vigiljoch-Bahn bei Meran eröffnet, während die Karwendel-Bahn zunächst mit Dampf, vom Oktober ab elektrisch betrieben wird.

1862 bis 1912. Festschrift zur Feier des 50jährigen Bestehens der Firma Collet & Engelhard G. m. b. H., Werkzeugmaschinenfabrik in Offenbach a. M. 27. Juni 1912.

Handbuch für Eisenbetonbau. 2. Aufl. Herausgegeben von Dr.-Ing. F. v. Emperger. Band I: Entwicklungsgeschichte und Theorie des Eisenbetons. Die Grundzüge der geschichtlichen Entwicklung des Eisenbetons. Theorie und Versuche. Bearbeitet von M. Foerster, M. R. v. Thullie, A. Kleinlogel, J. Melan, O. Graf, Th. Völker, E. Richter. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 655 S. mit über 900 Fig. Preis geh. 25 ℳ, geb. 28 ℳ.

Cours de ponts métalliques. 2. Band. Von J. Résal. Paris und Lüttich 1912, Ch. Béranger & Cie. 197 S. Preis 6 Fr.

Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin. Heft 1. Vorbericht: Das Versuchsfeld und seine Einrichtungen. 1. Fachgebiet: Untersuchung einer Drehbank mit Riemenantrieb. Von Dr.-Ing. G. Schlesinger. Berlin 1912, Julius Springer. 26 S. mit 46 Fig. Preis 1,20 ℳ.

Mathematisch-physikalische Schriften für Ingenieure und Studierende. Herausgegeben von E. Jahnke. Heft 14. Konforme Abbildung. Von L. Lewent †. Herausgegeben von E. Jahnke und Dr. W. Blaschke. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 118 S. mit 14 Fig. Preis 2,80 ℳ.

Karstgebiete und ihre Wasserkräfte. Eine Studie aus öffentlichen Vorträgen des Verfassers in den Karstländern der Oesterr.-Ungar. Monarchie. Von Th. Schenkel. Wien und Leipzig 1912, A. Hartlebens Verlag. 91 S. mit 125 Fig. Preis 8 ℳ.

Betrachtungen über die Hebe- und Fördertechnik. Festrede, gehalten am 25. November 1911 von G. Benoit. 59 S. Karlsruhe 1912, G. Braunsche Hofbuchdruckerei.

Von der Materie zum Idealismus. Skizze eines einheitlichen Weltbildes. Von A. Büttner. Crefeld 1912, Albert Fürst Nachf. C. Uhrig. 516 S. Preis 6 ℳ.

Veröffentlichungen der Turbinentechnischen Gesellschaft E. V. III. Theoretische Berechnung einer Schleuderpumpe auf Grund von Versuchen. Erweiterter Sonderabdruck aus der Zeitschrift »Die Turbine« VIII. Jahrgang 1911/12. Heft I, II, III, V, VI, VIII bis XI. Von H. C. A. Ludewig. Berlin 1912, M. Krayn. 115 S. mit 31 Fig. Preis 3 ℳ.

Die Maschinenfabrik R. Wolf Magdeburg-Buckau 1862 bis 1912. Die Lebensgeschichte des Begründers, die Entwicklung der Werke und ihr heutiger Stand. Aus Anlaß des 50jährigen Bestehens. Von C. Matschoß. 162 S. mit zahlreichen Figuren. Im Kommissionsverlag von Julius Springer in Berlin. Preis 8 ℳ.

Sammlung Berg- und Hüttenmännischer Abhandlungen. Heft 104: Die Roheisen-Selbstkosten in den Industriegebieten Südwestdeutschland, Niederrheinland-Westfalen und Oberschlesien. Sonderabdruck aus der Berg- und Hüttenmännischen Rundschau. Von F. Werndl. Kattowitz 1912, Gebr. Böhm. 25 S. Preis 2 ℳ.

Jahrbuch der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft. Band 27. 1. Lieferung 15. Mai. Herausgegeben vom Vorstande. Berlin 1912, Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft. 303 S. Preis 2 ℳ.

Das Deutschtum in den Vereinigten Staaten in seiner Bedeutung für die amerikanische Kultur. Berechtigte deutsche Ausgabe. Von A. B. Faust. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 447 S. Preis 9 ℳ.

An investigation of the coals of Canada. 2. Band. Von J. B. Porter und R. J. Durley. Ottawa 1912, Government Printing Bureau. 184 S. mit zahlreichen Tafeln und Tabellen. Preis 1 $.

Verzeichnis der Sommerwohnungen im Odenwald, Vogelsberg und benachbarten Gebieten. Herausgegeben in Verbindung mit dem Odenwaldklub und dem Vogelsberger Höhenklub vom Hessischen gemeinnützigen Verein zur Vermittlung von Land- und Kuraufenthalt. 87 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 30 ₰.

Vorträge der Gehe-Stiftung zu Dresden. Band IV. Heft 4. Die Preissteigerung des letzten Jahrzehnts. Vortrag gehalten in der Gehe-Stiftung zu Dresden am 17. Februar 1912 von Dr. Fr. Eulenburg. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 96 S. mit 7 Diagrammen. Preis 2,40 ℳ.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Berlin.

Ueber die Wirtschaftlichkeit moderner Trokken-Bagger und verwandter Bodenförderungs-Anlagen. Von P. Sanio.

Von der Technischen Hochschule Darmstadt.

Sicherheits- und Empfindlichkeitsfaktor des Leitungsschutzsystems von Merz & Price. Von K. Kuhlmann.

Ueber den Ausgleich periodischer Energieschwankungen in Drehstromnetzen. Von P. Lohmann.

Von der Technischen Hochschule Breslau.

Beiträge zur Verhüttung schwefelhaltiger Kiesabbrände im Hochofen. Von E. Schulz.

Das Asphaltkalkgebiet des Pescaratales am Nordabhange der Majella (Abruzzen). Von G. Thiel.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Die Schwimmverfahren, ihre Entwicklung und Bedeutung für die Erzaufbereitung. Von Herwegen. Schluß. (Glückauf 3. Aug. 12 S. 1231/42*) Schwimmverfahren von Cattermole, Elmore, Macquisten, Brackelsberg, Jeffrey und der Minerals Separation Ltd.

Beleuchtung.

Die Rolle der Chemie in der Beleuchtungstechnik. Von Kruh. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 4. Aug. 12 S. 643/48) Glühlampen: Kohlenfaden- und Metallfadenlampen. Herstellung der Fäden.

Günstigste Beanspruchung und zulässige Lichtabnahme von Glühlampen. Von Bloch. (ETZ 1. Aug. 12 S. 791/94*) Formeln für Betriebskosten, Beanspruchung und Lichtabnahme. Aus der Anwendung auf Metallfadenlampen ergibt sich, daß man sie auswechseln soll, wenn ihre Lichtstärke um 20 bis 25 vH abgenommen hat. Verhältnisse bei Kohlenfadenlampen.

Bergbau.

Mitteilungen über einige der bemerkenswertesten Explosionen beim preußischen Steinkohlenbergbau im Jahre 1911. (Z. Berg-Hütten Sal.-Wes. 12 Heft 2 S. 208/14*) Schlagwetterexplosion auf der Zeche Deutscher Kaiser III/IV und Teutoburgia. Lageplan, Einzelheiten, Ursachen.

Dampfkraftanlagen.

Ueber den Einfluß der Dampftemperatur auf den Dampfverbrauch bei Heißdampfmaschinen. Von Deinlein. (Z. Bayer. Rev.-V. 15. Juli 12 S. 121/23* u 31. Juli S. 132/34) Die Verminderung des Dampfverbrauches bei Steigerung der Dampftemperatur ist nicht nur durch das größere Wärmegefälle, sondern auch durch die Erhöhung des Gütegrades bedingt.

Die Ljungström-Dampfturbine. Von Hoefer. (Z. f. Turbinenw. 30. Juli 12 S. 325/31*) S. Zeitschriftenschau vom 27. April 12. Schluß folgt.

Bleeding steam from receivers of triple expansion engines for heating feed water. Von Peek. (Eng. News 18. Juli 12 S. 110/12*) Bericht über Versuche an einer Dreifach-Expansions-Dampfmaschine mit Entnahme von Heizdampf aus den Aufnehmern. Vergleich mit den Verhältnissen ohne Abzapfung des Dampfes. Diagramme.

Neue Leistungsversuche an einem Warmwasserheizkessel mit Braunkohlenbriketts. Von Becker. (Z. Bayer. Rev.-V. 15. Juli 12 S. 123/26*) Die Abbrandlinien zeigen eine lineare Gewichtabnahme entsprechend der allmählich fortschreitenden Entgasung und Verbrennung.

Eisenbahnwesen.

Das Eisenbahnverkehrswesen auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Guillery. Forts. (Organ 1. Aug. 12 S. 253/55* mit 5 Taf.) Tenderlokomotiven für Güterzüge, für Neben- und Kleinbahnen und für den Verschiebedienst. Forts. folgt.

Die Erweiterung der Bahnanlagen der Pennsylvania-Eisenbahn in Groß-New York. Von Lamp. (Glaser 1. Aug. 12 S. 48/55* mit 1 Taf.) Ueberblick über die Eisenbahnverhältnisse von New York. Baugeschichte der Pennsylvania-Eisenbahn. Anlagen zur Verbesserung des Güter- und Personenverkehrs. Die neue Hauptbahn Harrison-Sunnyside. Der Umsteige- und Lokomotivwechsel-Bahnhof Harrison. Der neue Hauptpersonenbahnhof in New York. Der Abstellbahnhof Sunnyside. Schluß folgt.

The Benguella Railway a shortened route to the Transvaal. Von Knight. (Eng. Magaz. Juli 12 S. 552/59*) Die auf 360 km Länge fertiggestellte Bahn soll den Hafen Lobito mit dem 1300 km entfernten Ort Kasesi an der Grenze des belgischen Kongo verbinden. Bedeutung der Bahn für die Rhodesischen Bahnen.

Rolling-stock on the principal Irish narrow-gauge railways. Von Livesey. (Engng. 2. Aug. 12 S. 169/76*) Höhenverhältnisse der Bahnlinien in der Grafschaft Donegal. Bauarten, Abmessungen, Gewichte, Betriebskosten usw. von Lokomotiven und Wagen verschiedener irischer Bahngesellschaften.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engng. 2. Aug. 12 S. 165/67*) Meinungsaustausch über den vorstehenden Vortrag von Livesey, sowie über die Vorträge von Kelly: »The new graving dock, Belfast«, s. unter »Erd- und Wasserbau«, und von Horner: »The evolution of the flaxspinning spindle«.

Betrachtungen über den Einfluß der Anlage- und Betriebsbedingungen auf die Rentabilität elektrischer Stadtschnellbahnen. Von Musil. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 2. Aug. S. 481/84*) S. Zeitschriftenschau vom 10. Aug. 12.

A high-power passenger locomotive. (Eng. News 18. Juli 12 S. 93/98*) Beschreibung einer 2 C 1-Personenzug-Lokomotive von 2216 PS und 122 t. Schnitte durch den Kessel, die Feuerbüchse und die Zylinder. Die am stärksten beanspruchten Teile sind aus Vanadium-Stahl hergestellt.

Ueber den Lauf steifachsiger Fahrzeuge durch Bahnkrümmungen. Von Heumann. (Organ 1. Aug. 12 S. 257/59* mit 1 Taf.) Berechnung des Widerstandes zwischen Lauffläche des Rades und Schienenkopf und des Widerstandes zwischen Radflansch und Schienenkopfflanke.

Wagons frigorifiques à circulation de saumure, système Frigator. Von Jacquin. (Génie civ. 3. Aug. 12 S. 279/81* mit 1 Taf.) Der Kühlwagen der schwedischen Staatsbahn trägt unten je einen Behälter für Eis und für Seesalz, während sich unter dem Wagendach die Kühlkammer befindet. Die kalte Salzlösung wird durch ein Rohr in die Kühlkammer getrieben und geht von dort aus wieder im Kreislauf durch den Salz- und den Eisbehälter zurück. Die Temperatur des Wagens kann geregelt werden, da sie von dem Salzgehalt der Lösung abhängig ist. Einzelheiten des Wagens.

Ablaufanlagen auf Verschiebebahnhöfen für Eselsrückenbetrieb. Von Sammet. (Organ 1. Aug. 12 S. 259/62*) Betrachtungen über die Laufgeschwindigkeit der beladenen offenen Wagen am Anfang der Sammelgleise und über die Neigung der Sammelgleise sowie der Verteilungsstrecke. Schluß folgt.

The signal system of the New York, Westchester and Boston Ry. (El. Railw. Journ. 20. Juli 12 S. 80/89*) Die Blockzeichen der mit Einphasenstrom von 11000 V und 25 Per./sk betriebenen Bahn werden durch Einphasenstrom von 2200 V und 60 Per./sk von einer besondern Stromquelle aus betätigt. Einzelheiten.

Eisenhüttenwesen.

Die Entwicklung der Koksdarstellung auf den Steinkohlenbergwerken in der Grafschaft Schaumburg. Von Finze. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 12 Heft 2 S. 185/208*) Geschichtliches. Entwicklung der Koksöfen. Lageplan der Kokerei Georgschacht mit 57 Brunckschen Oefen für je 6,7 t Füllung. Wirtschaftliche Ergebnisse.

The new thin-lined Warwick furnace. (Iron Age 25. Juli 12 S 182/83*) Das Kühlwasser für die 305 mm dicken Wandungen rieselt am Schachtpanzer herab und wird durch Blechstreifen, die den Ofen in schraubenförmigen, ziemlich dicht stehenden Windungen umgeben, vor Wind geschützt. Querschnitt des Ofens.

Ueber den Einfluß des Gießens auf die Qualität von Flußeisenbrammen. Von Canaris. Schluß. (Stahl u. Eisen 1. Aug. 12 S. 1264/68*) S. Zeitschriftenschau vom 3. Aug. 12.

Neue Maschinen zum Gießen und Verladen von Gießereiroheisen. (Gießerei-Z. 1. Aug. 12 S. 468/72*) Die von der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. gebaute durch Druckwasser betätigte Gießmaschine besteht aus zwei nebeneinander stehenden Drehtischen, die am Umfang kippbare Gießformen tragen. Durch eine Rinne mit 2 Auslaufschnauzen zwischen den beiden Drehtischen wird abwechselnd eine Form des einen und des andern Tisches gefüllt. Die erstarrten Masseln werden selbsttätig aus den Formen gekippt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The theoretical principles of strut design. Von Hutt. Schluß. (Engng. 2. Aug. 12 S. 146/47) Druckstäbe mit seitlicher Beanspruchung auf Biegung.

Small vertical-lift draw bridges. (Eng. News 18. Juli 12 S. 99/101*) Beschreibung zweier Hubbrücken. Die Brücke in Sand Point, Idaho, hat 24,85 m Spannweite und wiegt 26,3 t. Die eingleisige Big Choctaw Bayou-Brücke hat 15,25 m Spannweite und wiegt 31,1 t. Anordnung der Gegengewichte und des Antriebes.

Elektrotechnik.

Frequency. Von Rushmore. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 787/804*) Uebersicht über die gebräuchlichen Periodenzahlen. Einfluß auf den Bau, das Arbeiten und die Kosten von Dynamos, Transformatoren, Fernleitungen, Motoren usw.

Richtlinien für den Bau großer Elektrizitätswerke mit Dampfbetrieb. Von Klingenberg. Forts. (ETZ 1. Aug. 12 S. 796/800*) Schaltanlagen. Vergleich der Kosten der elektrischen Kraftübertragung mit denen für die Beförderung von Stein- und Braunkohlen.

Elektrische Kraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken in Rheinland-Westfalen, Belgien, Nordfrankreich und England. Von Hoefer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 10. Aug. 12 S. 1281/91*) Die Verwendung der elektrischen Kraftübertragung. Anlage der Kraftwerke. Dampfmaschinen der Elsässischen Maschinenbau-A.-G. Dampf-

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

turbinen. Ausnutzung der Koksofen- und Gichtgase. Gasmaschinen. Vergleiche der Verhältnisse in den einzelnen Ländern.

Gemeinnützige elektrische Großbetriebe Rheinlands und Westfalens. Die Bahnen in und um Köln. Von Krüger. (ETZ 1. Aug. 12 S. 787/91*) Plan der verschiedenen Bahnen. Uebersicht über die städtischen Straßenbahnen mit Angaben über Streckenführung, Verkehr usw. Schluß folgt.

Kraftwerk der Gebr. Reichstein-Brennaborwerke in Brandenburg a. H. Von Bernhard. (Werkst.-Technik 1. Aug. 12 S. 405/08*) Das dargestellte Dampfkraftwerk enthält eine Turbodynamo von 1500 KW mit zwei 750 KW-Dynamos für 220 V sowie zwei Steinmüller-Kessel von je 227,5 qm Heiz- und 6,62 qm Rostfläche. Bauliche Ausführung.

Electricity in northwest Washington. (El. World 20. Juli 12 S. 141/46*) Das Kraftwerk der Whatcom County Railway and Light Co. in Bellingham, Wash., besteht aus einem 3200 PS-Peltonrad mit einer Drehstromdynamo für 2200 V und 60 Per./sk und einer Hülfsanlage mit einer 1000 PS-Dampfmaschine und einer 2000 KW-Turbodynamo. Lageplan. Ansichten der einzelnen Räume.

The Winnipeg hydro-electric power-station. (Engng. 2. Aug. 12 S. 143/45* mit 1 Taf.) Zwillings-Francis-Turbinen von 5200 PS, gebaut von Jens Orten-Böving & Co., London, mit Druckölreglern. Schnitt durch den Servomotor. Erregerturbinen von gleicher Bauart. Elektrische Einrichtungen.

Das Schalten großer Gleichstrommotoren ohne Vorschaltwiderstände. Von Trettin. Forts. (ETZ 1. Aug. 12 S. 794/98*) Schaubilder der Stromstärken und Umlaufzahlen. Schluß folgt.

Motor starting currents as affecting large transmission systems. Von Lincoln. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 951/62*) Versuche über die Strom- und Spannungsverhältnisse beim Inbetriebsetzen einiger elektrisch betriebener an Verteilnetze angeschlossener Fabriken. Aus den Ergebnissen werden die Grenzen für die Größe der Motoren bestimmt.

Drehstromsystem mit stetig veränderbarer Periodenzahl. Von Zickler und Czepek. (El. u. Maschinenb. Wien 4. Aug. 12 S. 637/43*) Dem Läufer einer mit gleichbleibender Umlaufzahl angetriebenen Drehstromdynamo wird durch einen Umformer Drehstrom verschiedener Periodenzahl zugeführt, so daß der Ständer Drehstrom von stetig veränderlicher Periodenzahl in den Motor senden kann, dessen Umlaufzahl geregelt werden soll. Der Umformer wird von einer Gleichstromdynamo gespeist, die mit der Drehstromdynamo auf einer Welle sitzt. Anwendungen für Schiffschraubenantrieb.

Measurements of voltage and current over a long artificial power-transmission line at 25 and 60 cycles per second. Von Kennelly und Lieberknecht. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 805/37* mit 1 Taf.) Die künstliche Leitung entsprach einer natürlichen von 1040 km Länge. Schaltungen. Meßgeräte. Versuche mit und ohne induktive Belastung. Schaubilder der Spannungen, Stromstärken und Phasenverschiebungen entlang der Leitung.

The electric strength of air. Von Whitehead. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 838/64* mit 1 Taf.) S. a. Zeitschriftenschau vom 22. Juli 11. Strahlungserscheinungen. Einfluß der Spannungsänderung auf die Ausstrahlung. Mittel zur Heraufsetzung der kritischen Spannung.

Gasindustrie.

Die finanzwirtschaftliche Stellung der kommunalen Gaswerksunternehmen und das Problem der rationellen Licht-, Kraft- und Wasserversorgung von Stadt- und Landgemeinden. Von Greineder. (Journ. Gasb.-Wasserv. 3. Aug. 12 S. 772/78*) An der Hand der Ergebnisse verschiedener städtischer Anlagen werden die Grundsätze für die Wirtschaftlichkeit von Gaswerken erörtert. Forts. folgt.

Mitteilungen über das Gaswerk an der Dachauerstraße in München. Von Ries. (Journ. Gasb.-Wasserv. 3. Aug. 12 S 761/66*) Das 1909 in Betrieb genommene Gaswerk erzeugt 300000 cbm täglich. Allgemeine Angaben über die Entwicklung der Kammeröfen. Wirtschaftlichkeit.

Neuere Gaserzeuger mit selbsttätiger Entschlackung. Von Hermans. (Dingler 3. Aug. 12 S. 481/84*) Entwicklung der Gaserzeuger mit Drehrost und selbsttätiger Entschlackung. Bauart Ehrhardt & Sehmer. Schluß folgt.

Heizung und Lüftung.

Die Kollektivausstellung des Verbandes Deutscher Centralheizungs-Industrieller auf der Internationalen Hygiene-Ausstellung Dresden 1911. Von Recknagel. Forts. (Gesundhtsing. 3. Aug. 12 S. 627/28*) Abdeckplatten für Rohrkanäle im Fußboden. Absperrschieber, Niederschlagwasserableiter für Hochdruck- und Niederdruckdampf. Wasserausscheidegeräte. Forts. folgt.

Hochbau.

Floors and floor construction for manufacturing plants. Von Tyrrell. (Eng. Magaz. Juli 12 S. 567/76*) Schnittzeichnungen, Abmessungen und Baukosten von Holz- und Betondecken mit Holz-, Stein- und Asphaltbelag.

The service equipment of a combined theater and office building. Von Ehlers. (Eng. News 18. Juli 12 S. 112/16*) Heizung und Lüftung des Gebäudes. Wasserversorgung. Einrichtung der Bühne. Die Kraftanlage besteht aus zwei stehenden Wasserrohrkesseln, die zwei 225 PS-Maschinen treiben.

Luftschiffahrt.

Beiträge zur Herstellung und Untersuchung annähernd geordneter Luftströme. Von Retschy. Schluß. (Motorw. 31. Juli 12 S. 524/28*) Eichung des Hitzdraht-Anemometers.

Materialkunde.

Influence of heat on hardened steel. Von Herbert. (Am. Mach. 3. Aug. 12 S. 47/52*) Bericht über Schlagbiegeversuche an verschiedenen in einem Bade gelagerten Stäben aus Schnelldrehstahl. Einfluß der Temperatur und der Schlaggeschwindigkeit auf Zähigkeit und Härte.

Das Rosten des Gußeisens. Von Arndt. (Gießerei-Z. 1. Aug. 12 S. 461/68*) Bericht über Versuche des Verfassers mit kleinen Stücken aus gußeisernen Rohren, die geschliffen und poliert und dann $1^1/_2$ Monate feuchter Luft ausgesetzt wurden. Mikroskopische Bilder. Schlußfolgerungen für die verschiedenen Erklärungen des Rostens. Versuche mit dem Messen des Sauerstoffes, der zur Rostbildung verbraucht wird. Schluß folgt.

Mechanik.

Zur Ermittlung der Schwingungen im Wasserschloß. Von Forchheimer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 10. Aug. 12 S. 1291/92) Es wird nachgewiesen, daß sich das Ansteigen des Wasserschloßspiegels beim plötzlichen Schluß der zur Turbine führenden Leitung ähnlich wie die Schwingung in einer Kammerschleuse ohne einschränkende Annahme leicht berechnen läßt.

Meßgeräte und -verfahren.

Der Mikroindikator zur Untersuchung schnellaufender Maschinen. Von Mader. Schluß. (Dingler 3. Aug. 12 S. 484/88*) Beipiele.

Metallbearbeitung.

Ueber Stahl- und Werkstückwechsel bei Drehbänken (sogen. Revolverdrehbänke und Automaten). Von Fischer. Forts. (Werkst.-Technik 1. Aug. 12 S. 385/91*) Vorlegen, Ausrichten, Befestigen, Lösen und Fortnehmen der Werkstücke. Schluß folgt.

Milling fixtures of various types. Von Haas. Forts. (Am. Mach. 3. Aug. 12 S. 56/58*) Fräsvorrichtung mit Daumenverschluß. Fräsen von gekrümmten Flächen, Vorrichtung zum fortlaufenden Fräsen von Massenteilen.

Manufacturing a shoe machine head. Von Stanley. (Am. Mach. 3. Aug. 12 S. 43/46*) Mitteilung aus den Werkstätten der United Shoe Machinery Co., Beverly, Mass. Hobel-, Fräs- und Bohrformen für ein verwickeltes Gußstück.

Der Azetylen-Sauerstoff-Schweißbrenner, seine Wirkungsweise und seine Konstruktionsbedingungen. Von Ludwig. (Werkst.-Technik 1. Aug. 12 S. 381/85*) Die Versuche haben ergeben, daß Azetylen und Sauerstoff in gleichen Mengen verbrannt werden müssen. Einfluß der Querschnittverhältnisse, der Vorwärmung usw. Wiedergabe der Versuchseinrichtung im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinenbau an der Technischen Hochschule Berlin.

Ein neues Stufenrädergetriebe. Von Friedrich. (Werkst.-Technik 1. Aug. 12 S. 391/92*) Das für Schnelldrehbänke bestimmte Getriebe der Sächsischen Maschinenfabrik A.-G. in Chemnitz besteht aus 2 Rädergruppen, wovon eine auf der Hauptwelle, die andre auf einer schwenkbaren Welle angeordnet ist.

Making automatic sprinkler heads. Von Colvin. (Am. Mach. 3. Aug. 12 S. 59/62*) Arbeitsverfahren der Rockwood Sprinkler Co. in Worcester, Mass. Prüfeinrichtungen, Stanzen, Vorrichtungen für den Zusammenbau.

Metallhüttenwesen.

Transvaal gold mining-present and future methods. Von Hatch. (Eng. Magaz. Juli 12 S. 505/32*) Das Goldvorkommen am Witwatersrand. Die Grube der Ferreira Gold Mining Co., elektrische Kraftversorgung, alte und neue Fördermaschinen. Dampffördermaschinen, Druckluftzeugung und -verwertung, Aufbereitanlagen.

Motorwagen und Fahrräder.

Die österreichischen Subventionslastwagen. Von Meitner. Forts. (Motorw. 31. Juli 12 S. 520/21*) Büssing-Motorlastzug von 7 t Gesamttragkraft. Forts. folgt.

Indikator für Einspritz-Vergaser. Von Bergmann. Forts. (Motorw. 31. Juli 12 S. 515/20*) Versuche über den Einfluß verschiedener Betriebsumstände auf den Druckverlauf.

A new lubricator. (Engineer 2. Aug. 12 S. 127/29*) Darstellung und Wirkungsweise des neuen Bosch-Oelers für Motorwagen und Lokomotiven mit mehreren, von einer unrunden Scheibe angetriebenen Kolbenpumpen.

Pumpen und Gebläse.

Versuche an einer Stufenkolbenpumpe. Von Richter. (Glückauf 3. Aug. 12 S. 1242/53*) Die Versuche sind an einer Pumpe von 85/120 mm Tauchkolben-Dmr., 250 mm Hub und rd. 104 Uml./min im Maschinenlaboratorium der Technischen Staatslehranstalten zu Chemnitz angestellt worden. Wirkungsgrad, Vorgänge beim Anlassen, Einfluß undichter Ventile u. a. m.

Schiffs- und Seewesen.

The battle-cruiser. Von Poole. (Eng. Magaz. Juli 12 S. 533/37*) Entwicklung der englischen, deutschen und japanischen Panzerkreuzer.

The Admiralty 32000-ton floating dock. (Engng. 2. Aug. 12 S. 147/50*) Das von Swan, Hunter & Wigham Richardson gebaute Schwimmdock ist 207 m lang und 44 m breit und enthält rd. 12000 t Eisenteile. Die eine Seitenwand umfaßt mehrere Werkstätten.

Textilindustrie.

Frischluft oder Zirkulationsluft. Von Gerold. Schluß. (Dingler 3. Aug. 12 S. 488/92*) Betriebskosten für die Karderie. Anlage- und Betriebskosten für die Vorspinnerei bei Ersatz der Luft durch Frischluft und bei Umlauflüftung.

Unfallverhütung.

Neue Sicherheitsvorrichtungen und Messerwellen für Holzbearbeitungsmaschinen. Von Grey. (Sozial-Technik 1. Aug. 12 S. 290/92*) Schutzvorrichtung für Kreissägen. Einstellvorrichtung für die Messer sich drehender Messerwellen von Planhobelmaschinen. Schutzvorrichtung für viereckige Hobelwellen an Abrichtemaschinen.

Wire mesh guards for machinery. (Iron Age 25. Juli 12 S. 175/80*) Sicherheitsvorrichtungen im Werk der Remington Typewriter Works, Ilion, N. Y., an Schwungrädern, Riemenscheiben, Werkzeugmaschinen usw.

Rundschau.

20000 pferdige Freistrahlturbine für das Wasserkraftwerk Piraby der Rio de Janeiro-Straßenbahn-, Licht- und Kraft-Gesellschaft. Nachdem Escher, Wyß & Cie. in Zürich erst vor einigen Jahren sechs 9000 pferdige Turbinen für das genannte Werk geliefert hatten, sind bei der Firma jetzt bereits wieder zwei 20000 pferdige Turbinen bestellt worden, womit die Leistung des Werkes auf fast 100000 PS gesteigert wird. Escher, Wyß & Cie. haben auch die gesamten Rohrleitungen zu liefern. Die neuen Wasserkraftmaschinen haben wie die zuerst gelieferten Freistrahlturbinen stehende Wellen, s. die Figuren. Sie arbeiten bei 286 m Gefälle mit 300 Uml./min und verbrauchen für die Nennleistung 6,2 cbm/sk Wasser. Das Laufrad ist am unteren Ende der Welle fliegend angeordnet. Das Wasser wird den becherförmigen Schaufeln durch vier Düsen zugeführt, die von einem spiralförmigen Krümmer ausgehen und unabhängig voneinander durch Hebel und Gestänge von einem Servomotor gesteuert werden. Der Krümmer enthält zwei Ueberdruckauslässe, die bei plötzlicher Entlastung der Turbine das gesamte Kraftwasser ableiten können. Beide Krümmer sind außerdem mit je einem Absperrschieber versehen, der durch einen Druckwasserkolben betätigt wird. Das Drucköl für den Geschwindigkeits- und Ueberdruckregler jeder Turbine wird von zwei drei-

20000 pferdige Turbine für das Kraftwerk Piraby.

Maßstab 1 : 100.

zylindrigen Hochdruckpumpen von je 360 ltr/min Leistung geliefert, die durch eigene Freistrahlturbinen angetrieben werden. Eine von diesen Pumpen dient zur Aushülfe. Das Drucköl wird auch zur Schmierung und Entlastung des zwischen Stromerzeuger und Turbine angeordneten Drucklagers verwendet, das die 76 t schweren umlaufenden Teile trägt. Das Kraftwasser wird jeder der beiden 20000pferdigen Turbinen durch eine 700 m lange Rohrleitung von 1400 bis 1300 mm Dmr. zugeführt; beide Leitungen sind mit rd. 150 m hohen Standröhren zum Ausgleich von Drucksteigerungen versehen. (Schweizerische Bauzeitung 6. Juli 1912)

Das Winnipeg-Wasserkraftwerk. Man beginnt jetzt, die reichen Wasserkräfte im mittleren Kanada nutzbar zu machen, nachdem derartige Anlagen im Osten, insbesondere Ontario, schon in großem Umfange geschaffen worden sind. Im vergangenen Jahre ist für die Stadt Winnipeg ein Wasserkraftwerk in Betrieb genommen worden, das etwa 110 km von der Stadt entfernt an den Point du Bois-Fällen des Winnipeg-Flusses in großem Maßstabe erbaut worden ist. Das Gefälle des Flusses ist im allgemeinen gering, etwa 0,4 vT, aber die Wassermenge ist groß und gleichmäßig. An den genannten Fällen waren von 1907 bis 1910 450 cbm/sk kleinste und 1560 cbm/sk größte Wassermenge festgestellt worden. Hochwassermarken ergaben Wassermengen von 2500 bis 2800 cbm/sk. Der Fluß weist außerdem ein großes Staugebiet in Seen von fast 15000 qkm Fläche auf. Das natürliche Gefäll an den Point du Bois-Fällen betrug 8,5 bis 10 m und ist durch Bodenaushebungen und Stauwerke, die eine günstige Geländebildung ausnutzen konnten, auf 13 bis 14,5 m erhöht worden. Die Stauwerke umfassen einen 180 m langen Damm, dessen Krone 65,3 m, einen 170 m langen und einen 110 m langen künstlichen Ueberlauf, deren Krone etwa 62,5 m ü. M. liegen, und zwei kürzere Bodenauffüllungen. Dadurch ist oberhalb des Werkes ein Staubecken von ungefähr 18 qkm Fläche hergestellt worden. Von diesem Becken her ist mit einer Sohlenhöhe von 30,6 m ü. M. ein 520 m langes und 60 m breites Gerinne ausgehoben worden, das zu Anfang ein Einlaufwehr aufweist und sich vor dem Kraftwerkgebäude zu einem rd. 150 m breiten Vorbecken erweitert. Der Unterwasserspiegel des Werkes, das dem Vorbecken quer vorgebaut ist, liegt auf 49 bis 51,8 m ü. M.

Das Maschinenhaus ist zunächst mit 76,6 m Länge fertiggestellt worden, und enthält in dieser Ausdehnung die Schächte für 8 Hauptturbinen und einen Schacht für Erregerturbinen. Die Leistung der Hauptturbinen ist zu rd. 5200 PS gewählt worden; sie treiben Drehstromerzeuger von je 3000 KW. Von diesen Maschinen sind allerdings erst fünf aufgestellt; die Zahl soll jedoch in Kürze auf 7 vermehrt werden. Hiervon sind 2 × 3 als geschlossene Betriebsgruppen aufzufassen, während die siebente als Aushülfe dient. Der weitere Ausbau des Werkes ist so gedacht, daß das Gebäude auf die doppelte Länge gebracht wird und noch 8 Turbinenschächte erhält. Sodann werden mit den Maschinen der vorhandenen Schächte 5 Betriebsgruppen von je drei Maschinensätzen gebildet. Die Aushülfmaschine und die Erreger reichen für diese Erweiterung aus. Das Maschinenhaus würde bei diesem Ausbau 145 m lang werden und eine Leistung von 45000 KW aufweisen.

Im Querschnitt ist das Gebäude so angelegt, daß zunächst ein 10,5 m breiter überdachter und gegen die Außenluft durch Bohlenwände abgeschlossener Raum für die Grobrechen und Einlaufschützen hergestellt ist. Hierauf folgt ein vollkommen abgeschlossener rd. 10 m breiter Gebäudeteil für die Turbinenschächte, der mit einem 20 t-Laufkran ausgestattet ist. Daran schließt sich die ungefähr 11 m breite Dynamohalle mit einem 40 t-Laufkran, und schließlich folgt der etwa 5,5 m breite Gebäudeteil für Transformatoren, Schaltanlage und Ueberspannungssicherungen. Das Gebäude ist in Beton mit eisernem Fachwerkdach hergestellt; in den Grundmauern unter dem Dynamo- und Transformatorenraum sind die Saugschächte der Turbinen ausgespart. Die Francis-Zwillingsturbinen leisten 5200 PS bei 164 Uml./min. Die zur Dynamo führende Welle hat in der Wanddurchführung ein Haupttraglager. Die Dynamowelle ist doppelt gelagert. Die Stromerzeuger liefern bei 60 Per./sk 6600 V Spannung, die zur Fernleitung auf 124 km auf 72000 V erhöht wird. (Engineering 26. Juli 1912)

Eine außerordentlich große Akkumulatorenbatterie ist in dem Unterwerk Mc Clellan-Straße der Consolidated Gas, Electric Light and Power Co. in Baltimore, Maryland, aufgestellt worden. Die Gesellschaft bezieht ihren Strom aus dem Dampfkraftwerk Westport bei Baltimore, zum weitaus größeren Teil aber aus dem Holtwood-Wasserkraftwerk (Mc Call's Ferry) der Pennsylvania Water and Power Co. durch eine 65 km lange Hochspannungsleitung. Um die Stromlieferung an ihre Abnehmer bei einer Betriebstörung in den Elektrizitätswerken oder in der Fernleitung sicherzustellen, hat nun die Gesellschaft eine Akkumulatorenbatterie beschafft, die bei 250 V Spannung 44000 Amp 6 min oder 11000 Amp 1 st lang abgeben und somit den Strombedarf ihres Gleichstrom-Verteilnetzes je nach der augenblicklichen Belastung auf etwa 10 Minuten bis mehrere Stunden decken kann. Die von der Electric Storage Battery Co. in Philadelphia gelieferte Batterie umfaßt 152 Zellen, die je 133 Platten enthalten und in vier Reihen aufgestellt sind. Das Gesamtgewicht der Batterie beträgt 559 t; davon entfallen auf Zellenkasten 65,3, Glasplatten 16,3, Elektroden 275,0, Bleiverbinder 12,2, Säure 12,5, Porzellanisolatoren 8,2, Kupferverbinder 14,5, Schalter für die Endzellen 5,5, Trennstücke 19,0 und verschiedene Bestandteile 18,0 t. Das Unterwerk Mc Clellan-Straße wird mit Drehstrom von 13000 V und 25 Per/sk gespeist, dessen Spannung herabgesetzt und der dann durch Umformer in Gleichstrom von 250 und 125 V umgewandelt wird. (Electrical World 22. Juni 1912)

Teer und Teeröl als Treibmittel für die Dieselmaschine behandelt ein interessanter Artikel des Bergassessors Rath in der Zeitschrift »Glückauf«[1]. Hiernach entstammt heute die größere Menge des Teeres den Kokereien, bei denen seine Erzeugung aus Betriebsrücksichten nicht unbedingt notwendig ist, während bis zur Einführung der Destillationskokereien um die Mitte der 80er Jahre des vorigen Jahrhunderts der Steinkohlenteer fast ausschließlich in Gasanstalten als unumgängliches Nebenprodukt gewonnen wurde. Im Jahre 1910 wurden in Deutschland in Destillationskokereien 822617 t Steinkohlenteer im Werte von zusammen 17317000 ℳ gewonnen, wobei von allen deutschen Industriebezirken auf den Ruhrbezirk der größte Anteil entfällt. Außer den Destillaten der Steinkohlenkokerei kommt bei der Berücksichtigung der gesamten Teererzeugung in Deutschland noch der von den etwa 1600 Gasanstalten gewonnene Teer in Betracht, dessen Menge im Jahre 1910 rd. 350000 t betrug. Ferner ist noch der Teer zu berücksichtigen, der aus Braunkohlen-, Schiefer- und Torfschwelereien gewonnen wurde, und dessen Menge im Jahre 1910 etwa 78700 t betrug. Schließlich kommt noch die Erzeugung von etwa 14000 t Oel- und Wassergasteer in Betracht, so daß insgesamt in Deutschland im Jahre 1910 rd. 1265000 t gewonnen wurden; für das Jahr 1911 wird die erzeugte Teermenge auf etwa 1350000 t geschätzt. Die nächste Zeit wird in bezug auf diese Werte noch eine bedeutende Steigerung bringen, da allein im Ruhrbezirk rd. 3000 neue Koksöfen mit Gewinnung von Nebenerzeugnissen gebaut werden sollen.

Von den Destillationserzeugnissen des Teeres steht das Teeröl an erster Stelle. Zurzeit kann man mit einer jährlichen Ausbeute von rd. 450000 t Teeröl in Deutschland rechnen. Der Preis des Teeröles stellt sich frei Verbrauchstelle auf rd. 45 ℳ/t. Etwa 75000 t Teeröl werden zum Tränken von Eisenbahnschwellen, Telegraphenstangen und Grubenhölzern benutzt. Voraussichtlich wird jedoch die Verwendung des Teeröles für diese Zwecke in den nächsten Jahren zurückgehen, da man neuerdings diese Hölzer mit Metallsalzen tränkt, und weil vor allem auch die hölzernen Schwellen immer mehr durch eiserne Schwellen verdrängt werden. Die in den letzten Jahren neu eingeführte Verwendung des Teeröles als Brennstoff für Feuerungen und als Treibmittel für Verbrennungskraftmaschinen ist für die Steinkohlen- und für die gesamte Nebenproduktenindustrie von großer Bedeutung, weil das Deutsche Reich auf diese Weise von der Einfuhr fremder Gasöle, die bisher fast ausschließlich verwendet wurden, unabhängig wird und dadurch für die Erzeugnisse der eigenen Industrie, die zudem zu einem weit niedrigeren Preise gewonnen werden, einen lohnenden Absatz findet.

Da sich aus den bisher angestellten Versuchen ergeben hat, daß sich nicht nur die mittleren Teeröle (Diesel-Oele), sondern auch die Schweröle ohne besondere Behandlung und ohne Mischung mit andern Oelen wegen ihres annähernd gleichen Heizwertes fast gleichwertig zum Antrieb von Verbrennungskraftmaschinen verwenden lassen, und da auch die technische Entwicklung der Dieselmaschinen nach dieser Richtung fortgeschritten ist, so kann der Anteil des Teeröles an dem Betrieb von Verbrennungskraftmaschinen heute schon zu 20 bis 25 vH angenommen werden. Dementsprechend ist der Verbrauch von Teeröl zu Kraftzwecken, der im Jahre 1910 rd. 4000 t betrug, im Jahre 1911 auf 20000 t gestiegen.

Es kann bereits heute als sicher angesehen werden, daß für absehbare Zeit genügend inländische Treibmittel insbesondere aus den Destillaten der Steinkohlenindustrie für Diesel-

[1] »Glückauf« 22. Juni 1912.

maschinen zur Verfügung stehen. Zurzeit herrscht eine bedeutende Uebererzeugung an Treibmitteln für Verbrennungskraftmaschinen im Inlande vor, die sich durch die Anhäufung großer Lager sowie durch die vermehrte Verwendung des Teeröles zu Heizzwecken und durch das Herabgehen der Preise bemerkbar macht. Für Verbrennungskraftmaschinen stehen heute rd. 185000 t im Inlande gewonnene Treibmittel zur Verfügung, während der tatsächliche Bedarf nur rd. 75000 t beträgt. Mit Bestimmtheit ist ferner damit zu rechnen, daß bei der weiteren technischen Vervollkommnung der Dieselmaschinen nicht nur sämtliche Arten von Teeröl, sondern auch Naphthalin und der gesamte Vertikalofenteer, der zurzeit allein in einer Menge von rd. 100000 t jährlich erzeugt wird, einwandfrei in der Dieselmaschine verbrannt werden können.

Von größter Bedeutung für die Zukunft ist natürlich die Entwicklung der Preisfrage. Zurzeit kosten 100 kg Gasöl frei Oderberg 6 bis 7 ℳ; dazu kommen 3,60 ℳ Zoll und 1,25 ℳ Fracht. Also kosten 100 kg an der Verbrauchstelle 11 bis 12 ℳ, während Teeröl schon zu 4,50 ℳ für 100 kg an der Verbrauchstelle bezogen werden kann. Der Preis des Teeröles ist also bereits um rd. 2,50 ℳ für 100 kg billiger als das galizische Oel ohne Zoll. Auch wenn berücksichtigt wird, daß der Heizwert des Teeröles um rd. 10 vH geringer ist als der des Gasöles, und daß der Verbrauch an Brennstoff in der Dieselmaschine sich bei der Verwendung von Teeröl um rd. 10 vH höher stellt, würde trotzdem der Durchschnittspreis für 100 kg Teeröl ganz erheblich geringer sein als der für Gasöl. Allerdings ist zu erwarten, daß in den nächsten Jahren bei zunehmender Nachfrage nach Treibmitteln für Verbrennungskraftmaschinen die Preise für Teeröl trotz der zu erwartenden Produktionssteigerung anziehen werden.

Die ausschließliche Verwendung von inländischen Treibstoffen zum Betrieb der in Deutschland aufgestellten Dieselmaschinen macht Deutschland von der Einfuhr aus fremden Ländern unabhängig und fordert gleichzeitig in bedeutendem Maße die wirtschaftliche Ausnutzung der nationalen Bodenschätze.

Ausnutzung minderwertiger Brennstoffe. Koksasche wird auf gewöhnlichen Planrosten mit Unterwind vielfach mit gutem Erfolg verfeuert, wenn die Rostspalten gleichmäßig und nicht zu breit sind. Aber bei der Länge nach liegenden Stäben streicht die Verbrennungsluft, dem Kaminzuge folgend, meist schräg nach hinten durch die Rostspalten, weshalb der vordere Teil des Rostes nur wenig Verbrennungsluft erhält. Außerdem fliegt ein Teil der emporgerissenen Koksasche über die Feuerbrücke und lagert sich dahinter als Flugasche mit verhältnismäßig hohem Kohlenstoffgehalt ab. Infolgedessen entschloß man sich auf der Zeche Centrum, Schacht I/III, zu Versuchen mit der Hermans-Feuerung, bei der die Roststäbe quer gelegt sind und der Unterwind so gezwungen wird, senkrecht von unten nach oben durch die Brennstoffschicht zu dringen. Infolgedessen sollen die in die Höhe gewirbelten unverbrannten Koksteilchen weniger Neigung zeigen, über die Feuerbrücke hinwegzufliegen. Die Versuche an Zweiflammrohrkesseln von je 92,9 qm Heiz- und 2,6 qm Rostfläche mit einem gemeinsamen elektrisch betriebenen Zugventilator für 750 cbm/min Luftleistung und 40 mm Wassersäule Druck haben diese Angaben im wesentlichen bestätigt. Der senkrecht aufgewirbelte feine Brennstoff verbrannte trotz höherer Rostbelastung besser im Feuerraum als beim gewöhnlichen Rost, was durch die Rauchgasprüfung festgestellt wurde. Der Verlust an unverbrannten Stoffen in den Rückständen war um 8 vH geringer, und bei gleichem Brennstoffverbrauch bildete sich weniger Flugasche. Die Ersparnis an den Gesamtkosten wurde bei der Hermans-Feuerung mit rd. 3 vH ermittelt. (Glückauf 13. Juli 1912)

Dünnwandiger Hochofen der Warwick, Iron and Steel Co., Pottstown. Die Zeitschrift »The Iron Age«[1]) berichtet wiederum von einem neuen dünnwandigen Hochofen, dessen Schachtkühlung von den bisher versuchten Arten abweicht. Der Ofen ist bis zur Gicht rd. 26 m hoch und hat einen Kohlensack von 6,1 m Dmr., die Schachtwand ist rd. 300 mm dick. Die Säulen, Gerüstteile usw. bestehen sämtlich aus Flußeisen; die Bauten oberhalb der Gicht ruhen mittels hoher Gerüste auf den unteren Säulen, die bis zur Höhe der Windformen von Gußeisenmänteln mit Betonfüllung umgeben sind. Die Kühlvorrichtung für den Schacht besteht aus Blechstreifen, die durch Kopfschrauben mit Unterlagscheiben an dem flußeisernen Panzer befestigt sind und deren oberer Rand nach außen umgebogen ist. Diese Blechstreifen umgeben in fortlaufenden, außerordentlich zahlreichen Windungen den Ofen von oben bis unten. Dadurch entsteht ein ununterbrochen um den Schacht herumlaufender Kanal, dessen Boden aber nur an den Stellen geschlossen ist, wo die Kopfschrauben mit den Unterlagscheiben sitzen. Im übrigen befindet sich zwischen dem Panzer und dem Blech ein Spalt gleich der Dicke der Unterlagscheiben. Das Wasser wird durch eine Kreiselpumpe an verschiedenen Stellen des Schachtumfanges zugeführt und rinnt nun teils an den Blechen entlang, teils rieselt es durch die Oeffnungen zwischen Blech und Panzer an diesem herunter und überzieht ihn so mit einer dünnen Wasserschicht. Die Bleche sollen dabei verhindern, daß diese Schicht durch starken Wind zerstört wird. Am unteren Ende des Schachtes wird das Wasser in einem wagerechten, um den Ofen laufenden Trog aufgefangen. Der Panzer ist durch zahlreiche um den Ofen laufende Treppen und Bühnen gut zugänglich gemacht. Die Kühlung hat sich nach Angabe unserer Quelle in mehrwöchigem Betriebe bewährt.

[1]) vom 25. Juli 1912.

Roheisen-Gießmaschine der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. Auf dem Hochofenwerk der Aplerbecker Hütte in Aplerbeck ist vor kurzem eine Maschine zum Gießen von Roheisenmasseln in Betrieb genommen worden, die von der bekannten in Amerika üblichen Bauart abweicht. Sie besteht aus zwei nebeneinander liegenden kreisrunden Drehtischen, die am Umfang die radial angeordneten gußeisernen Gießschalen tragen. Durch eine zwischen beiden Tischen befindliche Rinne wird das in Pfannen angefahrene flüssige Roheisen der in die Gießstellung eingerückten Schale zugeführt, und zwar wird die Rinne, die am Ende zwei seitliche Gießschnauzen trägt, dabei abwechselnd um ihre Längsachse nach rechts und links gekippt, so daß immer am einen Tisch gegossen wird, während sich inzwischen der andre um eine Schalenteilung weiter dreht und eine neue zum Guß fertige Schale unter die Gießschnauze bringt. Die sich absatzweise bewegenden Drehtische laufen auf Stützrollen, die unter dem Schalenkranz gleichmäßig verteilt sind. Nach einer Drehung um 270° sind die Masseln erstarrt. An dieser Stelle greift ein Stern, der sich am äußeren Zapfen der drehbar gelagerten Schalen befindet, in einen festen Anschlag außerhalb der Tische, kippt die Schale vollständig um und läßt die Massel herausfallen. Zur Sicherheit führt ein selbsttätiges Schlagwerk noch einen Schlag auf die umgestülpte Schale aus. Darauf hält eine Führung die Schale eine Zeitlang in der bezeichneten Lage, worauf ein zweiter Anschlag sie wieder nach oben kippt. Alle Bewegungen der Maschine werden, für jeden Tisch gesondert, mit Hülfe von Druckwasser ausgeführt. Auch die Rinne hat ihren besondern Druckwasserantrieb, der jedoch mit dem der Tische zwangläufig verbunden ist. Gesteuert wird von einem erhöhten Stand aus, der einen guten Ueberblick über die Vorgänge ermöglicht. Bei etwaigen Betriebstörungen kann die Zuführrinne in die Mittellage gebracht werden, wobei das in der Gießpfanne etwa noch befindliche Eisen an den seitlichen Rinnenschnauzen vorbei geradeaus bis zum offenen Ende der Rinne und über eine zweite feststehende Ablaufrinne auf ein Notgießbett fließt. Bei einer neuen Gießmaschine für ein westfälisches Hüttenwerk, die noch im Bau ist, will man den Druckwasser-Antrieb durch elektrischen ersetzen. (Gießerei-Zeitung 1. August 1912)

Die Stadtverordnetenversammlung von **Köln** hat am 30. Juli 1912 beschlossen, einen **neuen, engeren Wettbewerb für den Bau einer Rheinbrücke**[1]) unter folgenden Bedingungen zu veranstalten:

1) Die Frage, ob Hänge- oder Bogenbrücke, bleibt offen. Bei der Bogenbrücke soll jedoch nur eine Brücke mit einem Bogen über der Mittelöffnung gewählt werden.

2) In dem Hauptträgerwerk der Brücke sind Diagonalen tunlichst zu vermeiden.

3) Es ist erwünscht, daß die Brücke mit freier Bahn hergestellt wird, unter der Voraussetzung, daß dabei ein freier Ausblick von den Fußgängersteigen auf den Strom und die Ufer geschaffen werden kann.

4) Das Steigungsverhältnis der Brücke und der Rampen soll unter Berücksichtigung der Ordinate an der östlichen Bauflucht des Heumarktes bei einer Hängebrücke von + 11,02, bei einer Bogenbrücke von + 10,72 nicht mehr als 1 : 40 betragen.

5) Die Fertigstellung der Brücke hat bis 1. Juli 1915 zu erfolgen, falls der Auftrag bis 1. Mai 1913 erteilt wird. Zu dem Wettbewerb sollen die Firmen Gutehoffnungshütte in Oberhausen, Aug. Klönne in Dortmund, Flender in Benrath, Hein, Lehmann & Cie. in Düsseldorf in Verbindung mit Humboldt in Köln-Kalk und Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg eingeladen werden.

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 1409 u. f., 1912 S. 539 u. f.

Probefahrt des Diesel-Schiffes „Monte Penedo“. Am 10. d. M. fand von Kiel aus die Probefahrt des von den Howaldtswerken für die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrt-Gesellschaft erbauten Diesel-Schiffes »Monte Penedo« statt, die sehr günstig verlief. Das Schiff hat bei 117 m Länge über alles und 17 m Breite einen Raumgehalt von 4000 Brutto-Reg.-Tons und rd. 6500 t Tragfähigkeit; es ist hauptsächlich für den Güterverkehr zwischen den an der Ostküste Süd- und Nordamerikas gelegenen Häfen bestimmt. Der Schiffskörper ist durch zwei durchlaufende Decks und sechs wasserdichte Querschotte unterteilt. Die äußere Erscheinung des »Monte Penedo« weicht insofern von den kürzlich fertiggestellten dänischen Diesel-Schiffen[1]) ab, als man hier wieder einen Schornstein zur Abführung der Auspuffgase der Maschinen gewählt hat, der dem ganzen Fahrzeug ein ungleich seemännischeres Aussehen gibt. Zum Antrieb dienen zwei einfach wirkende umsteuerbare Zweitakt-Dieselmaschinen, gebaut von Gebrüder Sulzer in Winterthur, mit je 4 Zylindern von 470 mm Dmr. bei 680 mm Hub; die Leistung beider Maschinen beträgt rd. 2000 PS_i. Es ist dies die erste Zweitakt-Dieselmaschinenanlage für ein größeres transatlantisches Frachtschiff. Es liegt nahe, einen Vergleich dieser Maschinenanlage mit derjenigen der in Dänemark erbauten Schiffe »Selandia« und »Fionia« (jetzt »Christian X.«) zu ziehen. Ganz offenkundig ist hierbei der erheblich geringere Raumbedarf, den die Maschinenanlage des »Monte Penedo« einnimmt. Trotzdem ist der Maschinenraum sehr geräumig und er hätte bei Bedarf noch kürzer gemacht werden können. Die Maschinen selber weisen gleichfalls eine sehr geringe Bauhöhe auf, wie es sich schon ohnedies aus dem Zweitaktverfahren ergibt; ihr Gewicht beträgt rd. 240 t. Besonders günstig für die Dieselmaschinenanlage des »Monte Penedo« wird der Vergleich mit einer gleichstarken Dampfmaschinenanlage mit dreifacher Expansion, wie folgende Zusammenstellung zeigt:

		Zweitakt-Dieselmaschinen	Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen
Leistung	PS	2000	1950
Gewicht	t	240	410
Brennstoffverbrauch	g/PS_i-st	210	700

Der Gewinn an Tragfähigkeit beträgt bei dem Diesel-Schiff unter obigen Verhältnissen bei Berücksichtigung der geringeren Brennstoffladung rd. 18 vH, der Gewinn an Laderaum 800 bis 1000 cbm, die Ersparnis an Maschinenmannschaft etwa 10 Mann.

Die Manövrierfähigkeit der Dieselmaschinen war bei der Probefahrt sehr gut. Die Geschwindigkeit des allerdings unbeladenen Schiffes betrug 13 Knoten, während vertraglich bei voller Belastung 10,5 Knoten vorgeschrieben sind. Der »Monte Penedo« ist inzwischen nach Hamburg gefahren und soll von dort Ende August die Ausreise nach Südamerika antreten. W. Kaemmerer.

Neue Schiffbrücke zwischen Kalkutta und Howrah. Die im Jahre 1874 erbaute Schiffbrücke soll jetzt durch eine neue Brücke nach dem Entwurf von Head, Wrightson & Co. ersetzt werden. Wegen des schlammigen Untergrundes können Pfeiler nicht gegründet werden, und so entschloß man sich, statt der festen Pfeiler schwimmende Lager auszuführen. Es sind drei Oeffnungen vorgesehen, von denen die beiden äußeren je 134 m, die mittlere 61 m lichte Weite hat. Damit die Schiffahrt nicht behindert wird, wird die mittlere Oeffnung durch zwei einarmige Drehbrücken überspannt. Die Brückenträger sind auf je acht 67,1 m langen, quer zur Brückenlängsachse liegenden Stahlzylindern von 4,7 m Dmr. gelagert, die im Flußbette fest verankert sind. Bei Niedrigwasser liegen die Zylinder noch 60 cm unter dem Wasserspiegel. Durch diese Anordnung werden Bewegungen der Brücke, wie sie sich bei frei schwimmenden Pontons durch das Steigen und Fallen des Wassers ergeben würden, vermieden. (The Engineer 28. Juni 1912)

[1]) s. Z. 1912 S. 378, 1098.

Das Linienschiff »Kaiser«, das am 1. August d. J. in Dienst gestellt ist, ist das erste deutsche Linienschiff mit Dampfturbinenantrieb. Das auf der Kaiserlichen Werft in Kiel gebaute Schiff ist 172 m lang und 29 m breit und hat bei 8,3 m Tiefgang 24700 t Wasserverdrängung. Die Geschwindigkeit wird bei rd. 28000 PS voraussichtlich erheblich größer sein als bei den Schiffen der nächst älteren Klasse. Die Bewaffnung besteht aus zehn 30,5 cm-, vierzehn 15 cm- und vierzehn 8,8 cm-Geschützen sowie 6 Unterwasser-Torpedorohren.

Schwimmdock von 20000 t. Die Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft hat Anfang d. M. die zweite Hälfte des für die Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik in Hamburg bestimmten Schwimmdocks von 20000 t fertiggestellt. Das ganze Dock ist 156 m lang, 40 m breit und vom Boden bis zum Oberdeck der Seitenkasten 17 m hoch.

Das Zeppelin-Luftschiff »Hansa« hat bei einer Probefahrt am 1. August d. J. eine Geschwindigkeit von 22,1 m/sk erreicht. Es wird von drei Maschinen von je 170 PS angetrieben.

Dampfturbinen von 40000 PS sollen in einem Erweiterungsbau des Fiskstraßen-Werkes in Chicago[1]) aufgestellt werden. Die für diesen Ausbau gewählten Parsons-Zwillingsturbinen werden aus England bezogen. Sie erhalten geteilte Niederdruckräder und werden je einen Drehstromerzeuger von 25000 KW, 4500 V und 25 Per./sk mit 750 Uml./min antreiben. Das Werk in der Fiskstraße soll vier derartige Maschinensätze, die je 22 m lang und 5,14 m breit sind, aufnehmen, so daß seine Gesamtleistung mit den erst vor kurzen aufgestellten 20000 KW-Turbodynamos 220000 KW betragen wird.

Ausbau des zweiten Simplontunnels. Der Verwaltungsrat der Schweizerischen Bundesbahnen hat es abgelehnt, die Arbeiten für den zweiten Simplontunnel an eine Baufirma zu übertragen, und beschlossen, daß der Bau durch eine neu zu schaffende Bauabteilung und Bauleitung der Schweizerischen Bundesbahnen selbst ausgeführt werden soll.

Technischer Bürgermeister. Der Magistrat der Stadt Kiel hat den Posten eines zweiten Bürgermeisters mit einem Jahresgehalt von 14000 ℳ plus 1000 ℳ Dienstaufwandsentschädigung ausgeschrieben. Bewerber, denen eine längere Erfahrung im öffentlichen Verwaltungsdienst zur Seite steht, sollen ihre Meldungen mit Lebenslauf bis zum 31. d. Mts. beim Magistrat einreichen.

Für diesen Posten ist also keine juristische Vorbildung vorgeschrieben. In der Bürgerschaft und den maßgebenden Kreisen der Stadtverwaltung herrscht Stimmung dafür, diese Stelle durch einen geeigneten Techniker zu besetzen.

Die Wahl des Bürgermeisters muß nach der Schleswig-Holsteinischen Städteordnung erfolgen. Nach ihr werden aus der Zahl der Bewerber durch eine Präsentations-Kommission, welche sich aus dem Magistrat und Mitgliedern der Stadtverordnetenversammlung zusammensetzt, 3 Bewerber in einer öffentlichen Versammlung der Bürgerschaft vorgestellt, in der sie ihre Ansichten in einer Rede zu entwickeln haben. Die Wahl selbst erfolgt durch die Bürger in öffentlicher Wahl durch Stimmenmehrheit.

Es bietet sich hierdurch die Gelegenheit, die Bestrebungen und Wünsche der Techniker, maßgebende Stellungen in der Verwaltung zu bekleiden, dadurch zu unterstützen, daß sich möglichst viele geeignete Techniker um diesen aussichtsreichen Posten bewerben.

Weitere Auskünfte erteilt der Vorsitzende des Gemeinsamen Standesfragen-Ausschusses in Kiel (G. St. A.), Regierungsbaumeister Prengel, Adolfstraße 51 II.

Der deutsche Verein für öffentliche Gesundheitspflege hält seine Jahresversammlung vom 3. bis 6. September d. J in Breslau ab.

Berichtigung.

Z. 1912 S. 1238 r. Sp. Z. 13 v. o. lies: 30' statt 80.

[1]) s. Z. 1908 S. 944.

Patentbericht.

Kl. 27. Nr. 242076. Kreiselgebläse. J. E. F. Schmarje, Hamburg. Auf der Welle *a* sind nebeneinander verschiedene Kreiselelemente *b* in dem Gehäuse *c* angeordnet. Die Austrittsleitung teilt sich unmittelbar am Umfange der Elemente in Zweigleitungen *d*, *e*, *f*.

Kl. 27. Nr. 242387. Kreiselgebläse. G. J. Lugt, Hilversum. Das Gebläse *a* saugt, z. B. aus einem Kondensator, durch das Rohr *b* Luft an, die zusammen mit von den Rädern *c*, *d* gefördertem Wasser durch die Leitvorrichtung *e* in einen Raum *f* eintritt, in dem ein den atmosphärischen überschreitender Druck herrscht. Die Luft entweicht von hier durch ein Ventil *g*, das Wasser tritt zum Teil durch das Ventil *h* in den Raum *i* über und wird mittels des Rades *d* von neuem in den Kreislauf zurückgeführt, zum Teil fließt es durch die Rohrleitung *k* ab und wird z. B. zum Betrieb einer Umlaufpumpe benutzt.

Kl. 27. Nr. 241749. Zweistufiger Kolbengasverdichter E. W. Köster, Frankfurt a. M. Das beim Rechtsgange des Stufenkolbens *a* durch das Ventil *b* angesaugte Gas tritt beim Linksgange durch das Ventil *c* und den Kühler *d* auf die Hochdruckseite *e* über und wird beim folgenden Rechtsgange wieder durch den Kühler hindurch, der während des ganzen Druckvorganges auf das Gas einwirkt, zum Druckventil *f* gefördert.

Kl. 35. Nr. 238285. Selbstgreifer. J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock, und L. Gowers, Köln. Der Selbstgreifer arbeitet mit getrenntem Hub- und Entleerungsseil. Um zu verhindern, daß der beim Senken des entleerten Greifers im Hubseil *a* auftretende Zug die Greiferschalen schließt, drückt die Unterflasche *b* des Flaschenzuges, wenn sie sich beim Oeffnen des Greifers senkt, infolge der Abschrägung der Nocken *c*, *d* die Klinken *f*, *g* auseinander, bis sie in ihrer untersten Stellung angelangt ist. Die Klinken *f*, *g* fallen durch den Zug der Feder *h* in Ausschnitte ein und sichern die Stellung der Greiferschalen. Wird das Hubseil nach Füllung des Greifers mit voller Kraft angezogen, so überwindet der Druck der sich nach oben bewegenden Unterflasche *b* die Spannung der Feder *h* und löst die Klinken *f*, *g* aus.

Kl. 49. Nr. 242008. Einspannvorrichtung für runde Werkstücke B. M. W. Hanson, Hartford (V. St. A.). Die eine Backe *a* hat eine winkelförmige Aussparung *b*, die andre *c* ist auf einer Seite eben gestaltet, auf der andern mit einer Rippe *d* versehen. Werkstücke *e* großen Durchmessers werden zwischen *b* und der ebenen Seite, Stücke *f* kleinen Durchmessers zwischen *b* und *d* eingespannt.

Kl. 49. Nr. 242278. Vorrichtung zum Schalten der Werkstückspindeltrommel. Grant & Wood Manufacturing Company, Detroit (V. St. A.). Wird der Spindeltrommelschlitten *a* nach rechts bewegt, so preßt er die auf der ständig umlaufenden Welle *b* lose drehbare Scheibe *c* gegen die mit *b* umlaufende Reibscheibe *d* an, so daß sie mitgenommen wird und mittels des Zahnrades *e* die Spindeltrommel *f* weiterschaltet. Den Schaltweg begrenzt ein durch Hubscheibe *g* gesteuerter Hebel *h*, der auf Nuten *i* der Scheibe *c* einwirkt.

Kl. 47. Nr. 238624. Einstellbarer Schwimmer für Verdampfer. E. B. Caird, London. Um in von außen unzugänglichen Gefäßen, z. B. Verdampfern, zur Herstellung von Trinkwasser aus Seewasser den Wasserspiegel verschieden hoch einstellen zu können, ist der Drehschieber *c* des Schwimmers *d* von einer mit Schlitzen versehenen Muffe *e* umgeben, die von außen durch einen zwischen zwei Anschlägen beweglichen Hebel in verschiedenen Lagen eingestellt werden kann.

Kl. 49. Nr. 239368. Spann- und Vorschubvorrichtung. Attendorner Maschinen- und Werkzeugfabrik G. m. b. H., Attendorn i. W. Der zum Schließen des Futters *a* nach rechts bewegte Hebel *b* nimmt die auf dem Bolzen *c* befestigten Arme *d*, *e* durch die Stange *f* mit und spannt die Feder *g*, die den um *c* drehbaren Hebel *h* nach links schwenkt, so daß er das Vorschubrohr *i* zurückzieht. Linksbewegung von *b* öffnet das Spannfutter, spannt die Feder *k* und schiebt das Rohr *i* vor, das die Stange *l* durch die Klemmbacken *m* mitnimmt.

Kl. 49. Nr. 240456. Stirnfräser. Th. Calow & Co., Bielefeld. Die Werkstücke werden bei *a* in den umlaufenden Fräskopf *b* eingeführt und treffen nach Bearbeitung ihrer Seitenflächen zwischen dem Drehstahl *c* und der Stützrolle *d* mit der Stirnfläche auf die Schneidkante *e*. Die neben dieser liegende Stützfläche *f* ragt etwas über Fräser- und Werkstückmitte hinweg, so daß diese nicht weggeschnitten werden kann und ein unnötiges Wegfräsen der Bolzenlänge verhindert.

Kl. 59. Nr. 242104. Kreiselpumpe mit Dampfturbine. Vereinigte Dampfturbinen-Gesellschaft m. b. H., Berlin. An der dem Saugrohre gegenüberliegenden Seite des Kreiselrades *a* befindet sich eine Ausgleichkammer *b*, deren durch die Axialverschiebung des Rades gesteuerte Ein- und Austrittsöffnungen durch Spalte zwischen den Ringflächen *c*, *d* und *e*, *f* gebildet werden. Um den engen Spalt zwischen *c*, *d*, der genau eingestellt werden muß, nicht durch Verschleiß zu verändern, wird die Turbine *g* so angebracht, daß ihr Achsenschub den Abstand der Flächen *c*, *d* zu vergrößeren sucht.

Kl. 63. Nr. 247080. Abfederung von Motorfahrzeugen. E. Bobeth, Hannover. Die Wagenlängsfedern sind an ihren Befestigungsstellen *a* und *b*, um Bolzen parallel zur Längsrichtung des Wagens drehbar, gelenkig mit Achse und Rahmen verbunden, so daß die Achse gegen Seitenbewegung nicht durch die Längsfedern, sondern durch eine zusätzliche, elliptische, querliegende, mit Achse und Rahmen bei *c* gelenkig verbundene besondere Feder gestützt wird.

Kl. 64. Nr. 246647. Schiffstrog. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg. Der obere Teil des an einem Hebel *h* aufgehängten, durch Gegengewichte ausgeglichenen Tauchtroges *a* ist durch eine Scheidewand *d* nach unten abgeschlossen und als Ballasttrog *c* ausgebildet. Das vom Troge verdrängte Wasser wird durch Pumpen nach *c* gefördert und kann von *a* durch Auslaßventile wieder entweichen.

Kl. 46. Nr. 238122. Bremsen von Verbrennungskraftmaschinen. O. Poebing, München. Ein mit verdichteter Luft gefüllter Behälter *f* ist durch eine Rohrleitung *i* mit Dreiwegehahn *g* mit der Maschine verbunden. Das Anlaßventil *b* wird durch die Steuerscheibe *a* und die Taste *c* gesteuert. Beim Anlassen ist *f* mit der Maschine und dem Anlaßventil *b* frei verbunden. Soll die Maschine beim Bergabfahren des Kraftwagens gebremst werden, so wird durch die Aufwärtsbewegung des leerlaufenden Kolbens *k* im Zylinder *l* Luft verdichtet; im Todpunkt öffnet sich *b* und läßt die verdichtete Luft durch den umgeschalteten Hahn *g* mehr oder weniger gedrosselt entweichen.

Kl. 84. Nr. 246605. Schiffsschleuse. E. Schönau, Kranichfeld (Ilm). Das Untertor und gegebenenfalls auch das Obertor sind als Walze ausgebildet. Vor dem Einfahren eines Schiffes *a* aus der unteren Haltung *b* wird die Walze *c* so weit unter den Wasserspiegel versenkt, daß das Schiff über die Walze hinweg in die Schleuse einfahren kann. Wird dann die Walze durch das Triebwerk auf der schiefen Ebene *d* aufwärts gerollt, so wird ein keilförmiger Wasserkörper mit dem Schiff vor der Walze hergeschoben. Nähert sich die Walze dem oberen Tor *e*, so wird unter Verkürzung des Keiles der Wasserspiegel so weit gehoben, bis Druckausgleich zu beiden Seiten des Tores stattfindet, worauf dieses geöffnet wird und das Schiff in die obere Haltung *f* einfährt.

Zuschriften an die Redaktion.

Versuche mit Riemen und Seiltrieben.

Sehr geehrte Redaktion!

Auf S. 1057 in Nr. 26 der Zeitschrift ist gesagt:

»Gehrckens belastet z. B. auf der 2000 mm-Scheibe bei 10 m/sk mit 10 kg/cm, bei 30 m/sk mit 14 kg/cm für einfache Riemen, steigert also um 40 vH.«

Weiterhin wird gesagt:

»Bei der 1250 mm-Scheibe belastet Gehrckens bei 30 m/sk mit 13 kg/cm und steigert bei 40 m/sk auf 15,5 kg/cm.«

Hierzu bemerke ich, daß ich niemals »belastet« und »gesteigert« habe, sondern diejenigen Koeffizienten 1892 so veröffentlichte, wie ich sie in meiner damals 20jährigen, heute 40jährigen Arbeit gefunden habe. Die hier angeführten Koeffizienten habe ich aber nicht gefunden, sie stimmen nicht mit den von mir veröffentlichten überein. Eine Steigerung der Uebertragungskraft auf 2 m Dmr. Riemenscheibe um 40 vH bei zunehmender Geschwindigkeit von 10 m/sk auf 30 m/sk halte ich für falsch, von mir ist solches nicht gefunden, auch nicht veröffentlicht[1]).

Ergebenst
Otto Gehrckens.

Geehrte Redaktion!

An den angezogenen Stellen sind leider Schreib- bezw. Druckfehler unterlaufen; jedoch ergibt sich aus dem zugehörigen Diagramm, Fig. 7, daß die angeführten Zahlen sich auf Scheiben von 1000 und 2000 mm Dmr. beziehen. Ebenso ergeben sich aus dem Diagramm die genauen Zahlenwerte.

Hochachtungsvoll

Aachen, 31. Juli 1912. Adolf Heucken,
i. Fa. Conrad Heucken & Co.

[1]) Vergl. Z 1893 S. 17 und »Hütte« 1908 20. Auflage S. 715; andre Koeffizienten sind von mir nicht veröffentlicht.

Angelegenheiten des Vereines.

Gemäß dem Beschluß des Vorstandsrates vom 10. und 11. Juni 1911 in Breslau (Z. 1911 S. 1092) wird das

Inhaltsverzeichnis der Zeitschrift 1904 bis 1910

an jedes Vereinsmitglied im Postinlande für 1,00 M,
» » » » Postauslande » 1,50 »

portofrei nach Einsendung des Betrages abgegeben. Für Nichtmitglieder beträgt der Preis 6 M.

Eine Karte für Bestellungen hat der Nummer 24 dieser Zeitschrift beigelegen.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der Nummer 26 dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Mit dem **Verein der Kaufberechtigten des Warenhauses für deutsche Beamte** ist seitens der Geschäftstelle im Auftrage des Vorstandes die Abmachung getroffen, daß die Mitglieder des Vereines deutscher Ingenieure, welche sich durch ihre Mitgliedkarte oder durch ein Schreiben des Vereines als Mitglieder des Vereines deutscher Ingenieure ausweisen, auf Lebenszeit die Mitgliedschaft des Vereines der Kaufberechtigten des Warenhauses für deutsche Beamte gegen Einzahlung des ermäßigten Beitrages von 5 M statt 10 M erlangen können. Die betreffenden Mitglieder des V. d. I. erhalten dadurch die Berechtigung, von allen Vergünstigungen, die seitens des genannten Vereines in bezug auf Verkehrserleichterungen, Preisermäßigungen in Hotels und Pensionen, Bädern, Heilanstalten, Versicherungsanstalten usw. gewährt werden, Gebrauch zu machen.

Weitere Auskunft erteilt die Direktion des Warenhauses im Kaufhause des Westens, Berlin W. 50, Tauentzienstr. 21/24, das den Mitgliedern das von ihm herausgegebene Handbuch über Verkehrserleichterungen und Vergünstigungen zugleich mit der Mitgliedkarte zusendet.

Geschäftstelle
des Vereines deutscher Ingenieure.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **120. Heft** erschienen; es enthält:

A. Pfarr: Versuche über die Druckverteilung in den Laufzellen arbeitender Reaktionsturbinen.

Rudolf Skutsch: Ueber den Einfluß der elastischen Nachwirkung auf die Leistungsfähigkeit der Riementriebe.

Der Preis des Heftes beträgt 2 M postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstraße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 M beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 117** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 34. **Sonnabend, den 24. August 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 7 und 8 und Textblatt 22 und 23)

Der Doppelschraubendampfer „Cap Finisterre" der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, erbaut von Blohm & Voß in Hamburg.[1]

Von Dr.-Ing. **E. Foerster.**

(hierzu Tafel 7 und 8 und Textblatt 22 und 23)

Die stetig und rasch aufwärts führende Entwicklung der Personenschiffahrt zwischen der Ostküste Südamerikas und den europäischen Seehandels-Mittelpunkten hat im Verein mit der gewaltigen Zunahme der Warenbewegung alle an dieser Fahrt beteiligten Schiffahrtsgesellschaften im letzten Jahrzehnt zum Bau von großen und in ihrer inneren Ausstattung den nordatlantischen Postdampfern gleichstehenden Schiffen veranlaßt. Wohnlicher Luxus und Sorgfalt hinsichtlich der Verpflegung sind hier der Steigerung der Geschwindigkeit vorausgegangen. Die über 6000 Seemeilen, also das Doppelte des nordatlantischen Seeweges betragende Fahrtstrecke fordert naturgemäß ganz andre Opfer an Kohlengewichten, die die Tragfähigkeit vermindern, als dort, so daß die heutigen Fahrtleistungen von 15 bis 16 Knoten im La Plata-Diens nach anderm Maßstabe beurteilt werden müssen, als auf den nordatlantischen Verkehrswegen.

An der Spitze der Entwicklung zu großen Schiffstypen stehen gegenwärtig die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrts-Gesellschaft und die Hamburg-Amerika-Linie auf der einen, die Royal Mail Steam Packet Co. auf der andern Seite. Auf den 1907 entstandenen Dampfer der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft »Cap Arcona«, der in seiner Art einen sehr gelungenen Typ darstellt, baute die Royal Mail Co. 1908 die »Asturias«, deren Länge 158 m gegen 147 m der »Cap Arcona«, deren Breite 19 m gegen 17 m und deren Tonnengehalt 12000 gegen 10000 Brutto-Reg.-Tons der »Cap Arcona« betrug, während als mittlere Reisegeschwindigkeit auf der Hauptstrecke Lissabon-Rio de Janeiro rd. ein halber Knoten mehr erreicht wurde. Dem Bestreben der deutschen Reederei, auch hinsichtlich der

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Größe und Geschwindigkeit ihrer Schiffe an die erste Stelle zu rücken, standen einige durch die Art ihres Betriebes bedingte Erschwerungen entgegen: Durch die ganze Entwicklung der La Plata-Dampfer der vorgenannten Gesellschaft zieht sich der aus wirtschaftlichen Gründen auch heute noch fast völlig aufrecht erhaltene Grundsatz hindurch, die gesamte Kohlenmenge für Aus- und Heimreise, abzüglich von höchstens 10 bis 12 vH des Ganzen, von Hamburg mitzunehmen (sofern nicht günstige Ausfrachtraten es gelegentlich lohnen, die Rückkohle über 200 vH teurer in Buenos Aires oder Rio einzukaufen). Die Kohlen für die Ausreise müssen vor der Kessel- und Festbunkeranlage so untergebracht werden, daß die bis Buenos Aires frei werdenden Räume heimkehrend als Laderäume benutzt werden können. Die Entnahme dieser Verbrauchsmenge bedingt daher bei diesem Betrieb eine starke steuerlastige Vertrimmung während der Ausreise, die durch die Lage der Provianträume und Süßwassertanks mit deren Entleerung einen teilweisen Ausgleich findet, während weitere Verbesserungen der Trimmlage durch Füllen aller vorderen Ballasttanks einschließlich der Vorpick vorgenommen werden müssen, damit bei der auch dann noch immer vorhandenen Steuerlastigkeit der hintere Tiefgang für den La Plata nicht zu groß wird. Diese Verhältnisse sind von grundlegender Bedeutung für den Bau und Betrieb dieser Spezialschiffe. Bis vor wenigen Jahren konnte man mit höchstens 7,3 m, heute darf man mit 8 m mittlerer Fahrtiefe an den flachsten Stellen des La Plata rechnen. Trotz dieser Verbesserung trat naturgemäß die gleiche Frage wieder in den Vordergrund, als die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrts-Gesellschaft sich entschloß, einen wesentlich größeren und um einen Knoten schnelleren Dampfer als die »Cap Arcona« zu bauen; die steuerlastige Reisevertrimmung durch die jetzt in Frage kommenden größeren Verbrauchsgewichte mußte vor allem dadurch herabgemindert werden, daß die Lage des Kohlenvorrates für die Ausreise (also des vorderen Reservebunkers) möglichst nahe an die Längenmitte gebracht wurde, und zwar dadurch, daß die gesamten Maschinen-, Kessel- und Bunkeranlagen nach Möglichkeit zurückgeschoben wurden.

Ferner durfte der Tiefgang des neuen Schiffes bei der Ankunft auf dem La Plata nicht nennenswert größer sein als bei den bisherigen kleineren Schiffen. Dies war nur durch größere Breite (3 m mehr als bei »Cap Arcona«), entsprechende Länge, niedrige Seitenhöhe des eigentlichen Schiffskörpers, völligeren Hauptspantquerschnitt und tunlichst leichte Ausbildung des Hauptträgers erzielbar.

Günstigste Trimmeigenschaften im Betriebe und geeignetste durchschnittliche Stabilität lassen sich bei einem Schiff mit verhältnismäßig sehr großen Verbrauchsgewichten nur kompromißweise miteinander verbinden. Denn die günstigste Anordnung der Kohlenvorräte für die geringe Vertrimmung auf der Ausreise ergibt bei gefüllten festen Bunkern für das sonst noch unbeladene Schiff eine steuerlastige Lage, die zum Erzielen von Gleichlastigkeit durch Beladen der Vorderräume verbessert werden muß. Ebenso einschneidend für die Wahl der Hauptabmessungen ist der große Unterschied der metazentrischen Höhe, der durch den Verbrauch von fast 3000 t Kohlen aus den Unterräumen und etwa 1500 t Wasser aus dem Doppelboden eintritt. Will man, wie es freilich bei den deutschen La Plata-Dampfern, durchweg vorzüglichen Seeschiffen, zur Gewohnheit geworden ist, die anfangs sehr günstige Stabilität von 50 bis 60 cm metazentrischer Höhe durch sorgfältige Wasserballast-Regie gegen Schluß der Reise auf dem für den Betrieb genügenden Betrag von 30 bis 40 cm erhalten, so liegt die Frage einfach. Geht man jedoch davon aus, daß man im Ballast-Betriebe möglichst wenig von der oft nicht zuverlässigen Bedienung abhängig sein will, so muß man zu Schiffsbreiten übergehen, die für den Reisebeginn Ueberstabilität und damit die Neigung zu heftigen und großen Rollschwingungen mit sich bringen. Bei der Bestellung der »Cap Finisterre«, am 1. März 1910, war die Erfindung der Frahmschen Schlingertanks noch nicht soweit erprobt, daß man, wie heute, mit Sicherheit mäßige Beträge von Ueberstabilität wagen und auf befriedigende Abdämpfung der entstehenden Rollbewegungen rechnen konnte. Es kam daher für diesen Neubau die Möglichkeit nicht in Frage, ein Schiff ohne den üblichen Wasserballast zu schaffen, sondern nur ein im Betriebe sicher zu handhabendes Fahrzeug, dessen Seeeigenschaften auch zu Beginn der Reise nicht durch Ueberstabilität leiden würden.

Unter diesen Gesichtspunkten und auf Grund der übrigen von dem Schiff geforderten Leistungen ergaben sich dafür folgende Hauptabmessungen:

Länge zwischen den Loten	170,08 m
Breite über Spanten in der C. W. L	19,81 »
Seitenhöhe bis Hauptdeck (Schottendeck)	10,59 »
» » zur langen Back und ersten Brücke	13,08 »
» » » zweiten Brücke (Spannungsdeck)	15,84 »
höchstzulässiger Schottentiefgang	8,24 »
größte Zuladung (deadweight) in Seewasser	8300 t
vertragliche Geschwindigkeit bei 7,3 m Tiefgang in ruhigem, tiefem Seewasser	16,5 Knoten
Maschinenleistung	10600 PS_i

Aufbau des Schiffskörpers,

s. Fig. 1 bis 4 und Tafel 7 und 8.

Als Grundlage für die Stärke der Verbände haben die Regeln des Germanischen Lloyd 1908 für die höchste Klasse der langen Fahrt gedient, wobei als klassifikationsmäßige Seitenhöhe die Höhe bis zum Hauptdeck (10,6 m) galt. Die größten Materialstärken wurden jedoch erst im zweiten Brückendeck, d. h. 5,33 m darüber, angeordnet und die Außenhautstärken und Deckbeplattungen dementsprechend abgestuft. Es wurde damit ein sehr günstiges Verhältnis zwischen Widerstandsmoment und Gewicht des ganzen Trägers erzielt.

Die Ueberführung der Spannungen von der zweiten Brücke zur langen Back und hinten die nochmalige Stufe zum Hauptdeck herunter wurde durch längsschottartig angeordnete, bei der Einrichtung als Wände benutzte »Diaphragmaplatten« bewirkt, während die Uebergänge in der Außenhaut durch geeignete Verstärkungen in der Gegend der Aufbautenenden hergestellt wurden. Die ebenfalls von Bord zu Bord ausgebaute dritte Brücke, die wegen ihrer Lage und Kürze nicht in den Träger einbezogen werden konnte, wurde in Außenhaut und Deck bis zum Schergang des Spannungsdecks herab aufgeschnitten, um sie in kürzere, an den Zerrungen überhaupt nicht wesentlich teilnehmende Stücke aufzulösen. Während für die Brücke als solche ein derartiger Schnitt genügt hätte, wurde in Rücksicht auf den davor stehenden, tunlichst aus den Längsspannungen auszuschaltenden doppeldeckhohen Speisesaal eine zweite Entlastung zwischen dessen Vorplatz und dem vordersten Kesselschacht vorgesehen. Beide Schnittstellen wurden mit schiebenden Deckblechen und geeigneten Abwässerungen versehen.

Das Hauptinteresse in schiffbautechnischer Hinsicht beansprucht bei diesem Neubau die Konstruktion des über 5 m hohen Speisesaales, s. Fig. 5, Textblatt 22, und des Schwimmbades auf dem Bootsdeck.

Die Durchführung eines auf dem Promenadendeck gelegenen Deckshauses durch zwei Decks finden wir zum erstenmal auf dem italienischen La Plata-Dampfer »Principessa Mafalda«. Ein Blick auf die Figuren 6 bis 9 der »Principessa Mafalda« und der »Cap Finisterre« zeigt jedoch, daß es sich um zwei grundsätzlich verschiedene Dinge handelt. Im ersteren Falle hat man ein normales Deckshaus von rd. 144 qm Bodenfläche durch zwei Decks durchgebaut, wobei die obere Hälfte durch das ringsherum steifende Promenadendeck ebenso geführt ist wie Kessel- oder Maschinenschächte; im andern Fall ist der nahezu bordbreite Aufbau von 400 qm Bodenfläche vollkommen freistehend, und die Konstruktion ist ausschließlich auf sich selbst, d. h. auf ein in sich geschlossenes System von Rahmenspanten und Deckenträgern angewiesen, das in seinen Hauptteilen Anschluß an entsprechend ausgebildete Rahmenspanten des Unterschiffes erhalten hat. Der Querverband wird im Saalinnern durch sechs Säulen gestützt, die durch alle Decks ohne Versetzung der Stützenachsen bis zum Doppelboden, s. Fig. 1, heruntergeführt sind, und die in den Querschnittebenen der Haupt-Rahmenspanten stehen, Fig. 10 bis 14. Ueber die Köpfe der beiden Säulenreihen hinweg sind zwei längsschiffs verlaufende Deckenträger geführt, welche sämtliche gewöhnlichen Quer-

balken zwischen den Stützen tragen. Außer den sechs tragenden Stützen sind noch zwei weitere in der Mittellinie des Saales angeordnet, die aber im Deck darunter nur noch durch Portale abgefangen sind und im übrigen zur Wasserführung dienen. Das so von den Säulen umschlossene Rechteck erhält durch die beiden zusätzlichen Säulen ein geschlossenes architektonisches Gepräge. Bei den Abmessungen der einzelnen Bauteile sind nicht nur die Rollschwingungen des Schiffes, sondern auch das Gewicht des auf der Speisesaaldecke stehenden Wintergartens berücksichtigt worden, zumal dieser sehr schwere Marmorbekleidungen enthält. Ferner wollte man durch ein möglichst starres Gefüge der ungewöhnlich weiträumig versteiften und gestützten Konstruktion den Einfluß der von den Maschinen oder Schrauben auf den Schiffskörper abgegebenen Schwingungen einschränken. Neuartig ist im Speisesaal die Anordnung eines freitragenden Orchestervorbaues mit längsschiffs gerichteten Balken, der vom Promenadendeck aus zugänglich ist.

Fig. 1. Hauptquerschnitt.

Schnitt durch einen Kesselschacht (und Lage des Wellentunnels). Schnitt durch den Speisesaal auf Spant 142.

Auf der Decke des großen Salons befindet sich der Wintergarten von 17,6 m Länge und 12,3 m Breite, Fig. 15 auf Textblatt 22, und ein Offizierhaus von gleicher Breite und 6,7 m Länge. Der Wintergarten trägt eine aus Gitterwerk

Fig. 2 bis 4. Deckpläne.

Maßstab 1 : 400.

Boots- und Spieldeck.

Drittes Brückendeck (Promenadendeck I. Klasse).

Zweites Brückendeck (Salon- und Wirtschaftsdeck, Promenadendeck II Klasse).

a Küche der I. und II. Kl.
b kalte Küche
c Konditorei
d Kaffeeküche
e Bäckerei
f Backofenraum
g Schlächterei
h Brotraum
i Kohlenzufuhr und Asche
k Oberkoch
4 Konditoren
m Trockenraum für Kinderwäsche
n Aufwaschraum
o Obersteward
p Weinschänke
q Büfett
r Geschirrkammer
s Bad
t Herrentoilette
u Damentoilette
v Proviantaufzug
w Aufzüge
x Geldschrank
y Station

ırch
/er-
'ren

sehr
Ber-
eigt
ller
un-
sge-
ge-
Ma-

istik
nem
ßige
'ech-

nem
aus-
vorn
llen-
t auf
ıben
lei-
Ver-
loyd

hergestellte, 15 m lange und 7,6 m breite Kuppel, die von vier querschottenartigen, mit Winkeln versteiften Blechträgern gestützt wird. Die Blechträger stehen in der gleichen Ebene wie die Deckenträger des Speisesaales und sind durch das Deck hindurch mit diesen vernietet.

Im Zusammenhange hiermit ist das Schwimmbad auf dem Bootsdeck als ein hier ebenfalls zum ersten Male verwirklichter Gedanke erwähnenswert. Das erste ständige Schwimmbad an Bord eines Schiffes befindet sich auf der »Olympic«, jedoch im Zwischendeck. Für Tropenschiffe kommt ein auch in der kälteren Zone am Anfang und Ende der Reise benutzbares Schwimmbad weniger in Frage, als ein Bad für die Zeit der Tropenhitze in Verbindung mit Luft- und Sonnenbad und zum Ersatze der Wannenbäder im warmen Schiffsinnern.

Das Wassergewicht von rd. 78 t wird durch 4 Stützen aus Winkelkreuzen und zwei paarweise gekreuzte Deckenträger abgestützt, wobei auf ungeknickte Fortsetzung der Stützlinien durch die darunter liegenden Decks gehalten wurde, s. Fig. 16 bis 18. Um den erheblichen Beanspruchungen zu begegnen, die beim Rollen und Stampfen des Schiffes auf die Wände des Beckens in Frage kommen können, wurden außen an allen vier Seiten Rahmenspanten angeordnet, die von der Beckenoberkante bis zum Promenadendeck herunterreichen und so eine wirksame »Einspannung« der schlingernden Wassermasse herbeiführen. Diese Vorsicht, die auch der sicheren Vermeidung von Leckagen nach dem Kinderzimmer und der dauernden Erhaltung der Auskachelung des Bades galt, hat sich als wohlangebracht erwiesen; denn es zeigte sich, daß bei 0,40 m Wasserhöhe (rd. 20 t Füllung), welche jedesmal beim Füllen und Leeren minutenweise in Frage kommt, eine Uebereinstimmung zwischen der Stampfschwingungsperiode des Schiffes und den Schwingungen der Wassermenge herrscht, infolge deren letztere in Resonanzschwingungen gerät. Das Wasser bildet dann eine einzige, mit großer Wucht hin und her brandende Welle. Diese kritische Füllung vermag leichte Erzitterungen der näheren Umgebung herbeizuführen. Bei weiterer Füllung ist keinerlei nennenswerte Einwirkung des Wassers auf Stampf- oder Rollbewegungen vorhanden.

Hinsichtlich des ganzen Aufbaues des Schiffskörpers genügt der Hinweis auf den Hauptquerschnitt, Fig. 1. Erwähnenswert ist nur, daß die weiträumige Abstützung mit Längs-Unterzügen unter den Decks hier in einem bisher nicht üblichen Maße auch auf die Wohndecks ausgedehnt worden ist, und zwar mit der Absicht, die Decksflächen durch die Zwischenplatten mit den durchlaufenden Gurtwinkeln noch besser einzuspannen und ungeeigneter zur Entwicklung größerer Ausschwingungen durch etwa erhaltene Erzitterungsimpulse zu machen. Im übrigen hat das Schiff aus dem gleichen Grunde besondere Verstärkungen im unteren Teile des Hinterschiffes erhalten, um die von den Schrauben ausgehenden Impulse durch ein möglichst starres Gefüge von Außenhaut, Decks, Rahmenspanten und Stringern gleichsam am Entstehungsort zu ersticken. Ebenso wurde der Doppelboden im Bereich des Maschinenraumes behandelt und durch sehr starke Längs- und Querträger mit entsprechender Vernietung der Eckverbindungen zu einem besonders starren Ganzen gemacht.

Daß der in seinen Hauptverbänden sonst durchweg sehr leicht aufgebaute Schiffskörper tatsächlich selbst bei äußerster Forcierung der Maschinen keinerlei Erzitterungen zeigt und es z. B. im Speisesaal und Wintergarten bei voller Fahrt nicht festzustellen ist, ob die Maschinen laufen, ist ungewöhnlich für ein mit so großen Kolbenmaschinen ausgerüstetes Schiff. Richtige Anordnung der Schrauben und gelungener Ausgleich der Massenmomente innerhalb der Maschinen haben sich hier mit der Schwingungscharakteristik des Schiffskörpers und zweckmäßigen Verstärkungen zu einem glücklichen Zusammenwirken verbunden, dessen planmäßige und sichere Herbeiführung durch theoretische Vorausberechnung heute noch nicht möglich ist.

Fig. 6 bis 9. Maßstab 1 : 300.

Vergleich der Größe und Bauart des Speisesaales bei den Dampfern »Principessa Mafalda«. »Cap Finisterre«.

Der Hintersteven des Schiffes ist wie bei einem Segelschiff, d. h. ohne das wirbelbildende Schraubenloch ausgebildet. Die Stahlgußträger der Wellen sitzen weiter vorn an einem besondern Bodenstück aus Stahlguß. Die Wellenhosen und die Form des Unterschiffes sind mit Rücksicht auf glattes Abströmen und guten Wasserzufluß zu den Schrauben gestaltet, wobei sich der große praktische Wert vergleichender Modellversuche mit Schrauben zeigte. Die Versuche wurden in der Schleppanstalt des Norddeutschen Lloyd

Fig. 10 bis 14. Längs- und Querschnitte durch Speisesaal und Wintergarten.

Fig. 10. Längsschnitt 3800 mm aus Mitte.

Schnitt 914 mm aus Mitte
Wintergarten
Offiziershaus
Karten- und Steuerhaus
Bootsdeck
vordere Dehnungsfuge
III. Brückendeck
II. Brückendeck
(obere Gurtung)
Hülfsspeisesaal
Längsschnitt 3300 mm aus Mitte

Fig. 11. Längsschnitt durch Mitte Speisesaal.

Bootsdeck
III. Brückendeck
II. Brückendeck (obere Gurtung)
Längsschnitt durch Mitte Salon

Fig. 12.

Halbseitige Grundrisse vom Bootsdeck (Wintergarten) und zweitem Brückendeck (Speisesaal).

Herren
Kaffee-schänke
W.-Kl.
Treppen-haus
Personenaufzug
Wintergarten
Offiziershaus
Bad
P.P.
Brunnen
vordere Dehnungsfuge
Schacht für das Gegengewicht des Aufzuges
Orchester-vorbau
Spantenentfernung 737 mm
Speisesaal
Geschirr-schrank
Luke
Hülfsspeisesaal

Fig. 13

Querschnitt bei Spant 142. Spant 144.

Fig. 14. Querschnitt bei Spant 149.

in Bremerhaven vorgenommen und haben hinsichtlich der wirklichen Schrauben-Umdrehungszahlen und des für Schiffe dieser Verhältnisse üblichen Gesamtwirkungsgrades des Antriebes (d. h. des Verhältnisses zwischen geschleppten PS_e und PS_i) eine sehr befriedigende Annäherung ergeben.

Einrichtung des Schiffes.

Die Aufteilung des Innenraumes durch wasserdichte Schotten ergab sich nach den Schottvorschriften der See-berufsgenossenschaft aus den zulässigen Raumlängen für 8,24 m Tiefgang bei 10,59 m Seitenhöhe. Es waren hiernach 11 wasserdichte Schotten notwendig. Maschinen- und Kesselanlagen und Bunker wurden nach dem eingangs erwähnten Grundsatz möglichst geringer steuerlastiger Vertrimmung während der Ausreise angeordnet, während angenähert auch erreicht wurde, daß der Verbrauch der Kohlen auf der Rückreise aus den festen Bunkern das Schiff parallel heraushebt. Damit war die Anordnung der übrigen Unterräume festgelegt. Der Reservebunker, Laderaum 3, ist nun an der Hinterkante seiner Ladeluke durch ein Holzschott teilbar, so daß, falls lohnende Ausfracht vorhanden ist, nur 1000 t, d. h. rd. 40 vH der Ausreisekohlen von Lissabon bis zum La Plata, darin mitgenommen werden; vollgefüllt kann der Raum 3 1960 t, d. h. rd. 80 vH aufnehmen. Wenn genügend schwere Ausfracht für die Vorderräume zum Trimmen vorhanden ist und es im übrigen mehr lohnt, möglichst viel Kohle zum billigeren Hamburger Preise mitzuführen, kann schließlich noch ein hinterer Raum-Deckbunker mit Kohlen gefüllt werden, von dem aus Tunnel an der Außenhaut durch den Maschinenraum bis zum ersten Querbunker geführt sind, wo sie in schräge Abfallschütten münden. In diesem Falle kann man 2400 t Kohlen für die Ausreise, d. h. 96 vH, mitnehmen, und die gesamte Kohlenmenge beträgt dann 5600 t. Am günstigsten für die geringe Ausreisevertrimmung ist der letzte Fall; am häufigsten tritt der zweite ein. Das in der späteren Figur 34 wiedergegebene Diagramm (I) der Beladungszustände der ersten Reise zeigt die Wirkung des ersten Falles auf den Trimm des Schiffes. Die Vorderpiek braucht vor der Einfahrt in den La Plata in keinem Falle zum Trimmen benutzt zu werden.

Die Laderäume fassen 10 700 cbm, wovon 7200 cbm auf die vorderen, 3500 cbm auf die hinteren Räume entfallen.

Die Lage der Kühlräume ergab sich am günstigsten hinter der Maschinenanlage, in deren hinterem Unterraum die Kühlmaschinen untergebracht sind. Die Kühlraumanlage umfaßt folgende Abteilungen und Temperaturen:

Fleischraum	175 cbm	— 2°
Fisch- und Eisraum	30 »	— 5°
Konservenraum	25 »	+ 4°
Gemüseraum	75 »	+ 6°
Geflügelraum	30 »	— 4°
Bierraum	100 »	+ 6°
Laderaum	120 »	— 3°
Speiseeisraum	4 »	+ 4°

Außerdem werden noch durch Fernkühlleitungen nach den oberen Decks 4 Bierschränke, 4 Bierzapfstellen, 4 Trinkwasserkühler, 1 Eiserzeuger für 300 kg tägliche Leistung und 1 Schlachtkühlraum von 15 cbm Inhalt mit Kühlsole versorgt.

Zur Erzeugung der nötigen Kühlsole dienen zwei getrennte Kühlmaschinenanlagen von Georg Niemeyer in Hamburg, die in täglich 12- bis 16stündiger Betriebzeit bei + 30° Temperatur des benutzten Wassers die vorgeschriebenen Leistungen aufrecht erhalten können.

Die Temperaturen der einzelnen Räume werden durch eine elektrische Fernthermometeranlage überwacht, die im Maschinenraum abgelesen wird. Die Kühlräume sind durch einen elektrischen Lastaufzug mit dem Wirtschaftsdeck verbunden. Der Kühlproviant wird von beiden Schiffsseiten auf dem langen Backdeck durch Außenhautpforten und einen Quergang bis zum Aufzug eingenommen.

Die Raumeinteilung des Zwischendecks ist aus Tafel 8 ersichtlich.

Als Neuerung ist hier ein wasserdichter, schottenloser Verkehrsgang erwähnenswert, der Vor und Hinterschiff unter der I. Klasse hindurch verbindet. Bei den bisherigen »Cap«-Dampfern geht der Verkehr über die Aufbauten hinweg. Die Klassifikationsbehörde genehmigte den Gang ohne Schotten auf Grund von Leckrechnungen, die eine Verletzung an beliebiger Stelle und Vollaufen des Ganges annahmen und unter diesen Umständen den Nachweis der Seefähigkeit und Stabilität bei der eintretenden Schlagseite erbrachten. Durch den Zwischendeckgang ist außer einer Betriebspassage auch eine Verbindung für die beiden Gruppen der Zwischendecker geschaffen.

Beim Ausbau der für die Fahrgäste der ersten und zweiten Klasse verfügbaren Decksflächen wurde zum Hauptgesichtspunkt eine gute Ausnutzung des Schiffes hinsichtlich der Zahl der unterzubringenden Fahrgäste erhoben, während gleichzeitig die Gesellschaftsräume großzügiger angelegt werden sollten. Zugunsten der ersteren Forderung wurden die Decksflächen möglichst vorteilhaft ausgenutzt, dafür jedoch innerhalb der ganzen ersten Klasse durchweg nur freistehende Betten ohne obere Betten vorgesehen, so daß schließlich die auf einen Fahrgast verwendete Decksfläche doch noch der bisherigen überlegen blieb. Unter Hinzurechnung der gemeinsamen Räume und des Promenadendecks, aber unter Ausschluß aller Diensträume und der Bedientenkammern 1. Klasse sind nämlich bei der »Cap Finisterre« auf 1 Fahrgast 17,21 qm Decksfläche gegenüber 15,67 qm bei »Cap Arcona« vorhanden. Insgesamt sind 167

Kammern mit 315 festen, freistehenden Betten vermietbar, zu denen noch die Wohnungen des Kapitäns und des I. Offiziers mit 3 Betten hinzukommen. Außerdem kann man eine größere Anzahl von oberen Kinderbetten einhängen.

Der Speisesaal befindet sich, wie bei den Cap-Dampfern üblich, auf dem Spannungsdeck, der II. Brücke, vor den Kesselschächten; er ist in seiner größten Länge durch die Lage der Reservebunkerluke bestimmt, deren vordere Begrenzung ihrerseits durch das Frontschott dieses Raumes festgelegt wird. Die größte unter diesen Umständen tunliche Länge des Saales ergibt 280 Tischplätze, zu welchen durch den Anbau zweier Hilfsspeisesäle später noch 40 hinzugefügt wurden. Außerdem verfügt das Kinderzimmer über 38 Tischplätze, s. Fig. 19 auf Textblatt 23.

Die Entwürfe zur gesamten Innenarchitektur der Salons der ersten Klasse und der Luxuswohnungen, s. Fig. 20 auf Textblatt 23, stammen von dem Hamburger Architekten Emil R. Janda, während die Ausführung den Werkstätten von C. Friese in Kiel übertragen war. Die künstlerische Lösung der neuartigen Aufgabe des doppeldeckhohen Speisesaales mit seiner Stilreinheit und der beharrlichen Betonung der senkrechten Linie muß in Verbindung mit der harmonischen Farbenstimmung des Ganzen als vollkommen gelungen anerkannt werden. Bei der Verbindung der großen Holzflächen wurde in zielbewußter Weise darauf hingearbeitet, die bekannten Knarrgeräusche zu vermeiden, die beim Bewegen des Schiffes im Seegang aufzutreten pflegen.

Dem Verkehr innerhalb der fünf Stockwerke der ersten Klasse dienen zwei Haupttreppen und ein elektrischer Personenfahrstuhl. Eine kleinere Treppe ist ferner zwischen dem vorderen und hinteren Aufgang vom Salondeck aus an Backbordseite bis zum Bootsdeck vorgesehen.

Das Schwimmbad ist seiner wetterausgesetzten Lage entsprechend ohne äußeren Schmuck lediglich zweckmäßig eingerichtet worden. Das Wasser wird mittels einer Duplexpumpe von 120 t/st Leistung vom Boden zugeführt. Bei zu kühler Seewassertemperatur kann Wasser dazugeflutet werden, das durch den Kondensator gegangen ist und 20 bis 30° wärmer ist als das Außenwasser. Die Auskachelung des Beckens und der ornamentale Schmuck durch einen speienden Kopf sowie bronzene Abschlußleisten sind von der Berliner Firma Thiergärtner, Voltz & Wittmer ausgeführt worden. In Verbindung mit dem Schwimmbad ist die Turnhalle zu erwähnen, die mit den üblichen Zander-Geräten ausgerüstet ist.

Schließlich ist auf die Gärtnerei, s. Fig. 21 auf Textblatt 23, hinzuweisen, welche über der Wäscherei nachträglich Platz gefunden hat; sie besteht aus Warmhaus, Kalthaus und Kühlhaus, letzteres mit Anschluß an die Kühlsoleleitung. Die Gärtnerei besorgte während der ersten Reise den gesamten Tafelschmuck, hatte einen regen Schnittblumenverkauf selbstgetriebener Erzeugnisse und diente auch zur Ausfuhr frischer blühender Topfpflanzen von Hamburg nach Buenos Aires. Fig. 22 auf Textblatt 23 zeigt den Rauchsalon.

Die Räume der zweiten Klasse erstrecken sich nur durch das Hauptdeck und das lange Backdeck, unmittelbar hinten anschließend an die Räume der ersten Klasse. Im Hauptdeck liegen 28 Kammern mit 102 festen Betten, auf dem Grenzgebiete als erstklassige Kammern wahlweise vermietbar. Speisesalon, Rauch- und Damenzimmer liegen darüber an einem gemeinsamen Vorplatz, der auch den Haupteingang bildet. Vor dem Speisesaal liegt an Steuerbord die Anrichte, welche mit der gemeinsamen Küche für die erste und zweite Klasse durch eine doppelte Treppe verbunden ist. Das Promenadendeck zweiter Klasse liegt in Höhe der zweiten Brücke und ist vom Hauptvorplatz durch eine längsschiffs stehende Treppe zugänglich. Die Einrichtungen dieser Klasse stehen denen der ersten nur sehr wenig nach; sie

Fig. 16 bis 18. Schwimm-

Längsschnitt.

Grundriß.

Fig. 15. Wintergarten über dem Speisesaal, Kuppellänge 14 m, Kuppelbreite 7,95 m.

Fig. 5. Speisesaal I. Klasse für 280 Sitzplätze, 5,18 m hoch, 18,9 m breit, 21,95 m lang.

E. Foerster: Der Doppelschraubendampfer „Cap Finisterre" der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft.

Fig. 21. Gärtnerei auf dem Sonnendeck.

Fig. 22. Rauchsalon I. Klasse.

Fig. 19. Kinderzimmer unter dem Schwimmbad.

Fig. 20. Luxusschlafzimmer.

bad auf dem Bootsdeck.

Maßstab 1 : 100.

gleichen mindestens denen der ersten Klasse auf den älteren Cap-Dampfern. Nächst der zweiten Klasse ist auf der »Cap Finisterre« zum ersten Male eine Zwischenklasse (»IIa«) geschaffen worden, welche in ihren Preisen zwischen der zweiten und der Zwischendeckklasse steht. Für diesen Zweck sind im Hauptdeck vorn, im Anschluß an die Räume der ersten Klasse, 29 Kammern mit 120 Betten eingerichtet, wofür auf der langen Back zwei unter Schutz des Deckshauses von unten zugängliche Speisesäle aufgebaut sind. Als Promenadendeck dieser Fahrgäste dient das Deck über diesen beiden Sälen. Die Küche der IIa-Klasse ist mit der der dritten Klasse gemeinsam in einem Raume auf Hauptdeck untergebracht. Eine weitere Küchenanlage, verbunden mit Judenküche und spanischer Küche in getrennten Räumen, ist hinten auf dem Hauptdeck vorgesehen. Die Lage der Hospitäler, Arztwohnungen und Apotheken sowie der Waschräume und Aborte und die Unterbringung der 862 Zwischendecker und der einzelnen Gruppen der 300 Mann starken Besatzung ist aus den Plänen, Tafel 8, ersichtlich.

(Schluß folgt)

Versuche über die Spannungsverminderung durch die Ausrundung scharfer Ecken.[1])

Von **E. Preuß** in Darmstadt.

(Mitteilung aus der Materialprüfungsanstalt Darmstadt.)

Die Erfahrung lehrt, daß bei Konstruktionsteilen, die auf Biegung beansprucht werden, an scharfen Ecken und an solchen Stellen, wo unmittelbare Querschnittsübergänge und Richtungsänderungen des Konstruktionsgliedes vorkommen, besonders große und gefährliche Spannungen auftreten. Diesen Spannungen sucht man mit Erfolg durch eine genügende Ausrundung (Hohlkehle) der scharfen Ecken und der Querschnittsübergänge zu begegnen. Zahlenmäßige Angaben über den Wert dieser Ausrundungen und die dadurch erzielte Spannungsverminderung liegen nicht vor, wenn man von einigen Versuchen absieht, die zur angenäherten Klarstellung dieser Verhältnisse aus der Bruchbelastung von Probestücken dienen sollten. Insbesondere fehlt es an Versuchen über die Spannungsverminderung innerhalb des Gebietes der elastischen Formänderungen, also derjenigen Spannungen, welche bei der Nutzbelastung von Konstruktionsgliedern auftreten.

Zur Untersuchung dieser Frage wurden als Probekörper von möglichst einfacher Form Flacheisenwinkel nach Fig. 1 gewählt, die an der inneren Ecke bei A Ausrundungen von verschiedenen Halbmessern aufwiesen. Die Winkel wurden in der durch die Pfeile angedeuteten Weise belastet. Die Spannung wurde durch Messung der Formänderungen mit Hülfe eines Feinmeßgerätes bestimmt. Mit Rücksicht auf den Zweck der Versuche und die selbst in nahe beieinander liegenden Punkten der Probewinkel verschiedenen Spannungen mußte die Formänderung der Winkel an den einzelnen Meßpunkten stets auf einer sehr kurzen Strecke gemessen werden. Abgesehen von dem einen Winkel, der bei A in Fig. 1 eine vollkommen scharfe Ecke (Halbmesser $\varrho = 0$) besaß, wurde eine Meßstrecke von 3,3 mm Länge gewählt. In unmittelbarer Nähe der genannten scharfen Ecke wurde die Formänderung auf einer Strecke von 0,7 mm gemessen. Geräte, welche die Messung der Formänderung auf einer so kurzen Strecke mit hinreichender Genauigkeit gestatten, sind bisher nicht bekannt geworden. Es mußte daher ein Meßgerät mit besonders kurzer Meßstrecke entworfen und gebaut werden.

Fig. 1

Form der Probekörper.

Fig. 2.

Feinmeßgerät nach Preuß.

Der Grundgedanke dazu ist in Fig. 2 erläutert. Das Gerät lehnt sich an die Feinmeßvorrichtung von Martens an. Die beiden Hebel c und d sind durch eine Blattfeder f verbunden. An dem rechten Ende von d ist eine Blattfeder b angeordnet. Zwischen dieser und dem rechten Ende von c wird die prismatische Schneide m eingeklemmt. Das Gerät wird mit den schneidenartig ausgebildeten linken Enden der

[1]) Auszug aus einem demnächst in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« erscheinenden ausführlichen Bericht.

Hebel c und d durch Federkraft gegen den Probekörper p gedrückt. Längt sich z. B. der Probekörper infolge einer Zugbeanspruchung, so entfernen sich die linken Enden der Hebel c und d voneinander. Entsprechend dem Uebersetzungsverhältnis beider Hebel nähern sich dabei die rechten Enden der Hebel einander um eine bestimmte Strecke. Hierdurch wird die Schneide m im Sinne des eingezeichneten Pfeiles gedreht. In der Längsachse der Schneide m ist ein Stift angeordnet, der einen Spiegel trägt. Der Spiegel dreht sich um den gleichen Winkel wie die Schneide m. Die Drehung des Spiegels wird in der üblichen Weise zum Messen des Drehwinkels der Schneide m und damit der Verlängerung des Probekörpers p mit Hülfe der Spiegelablesung benutzt.

Das bei dem ausgeführten Feinmeßgerät angewandte Uebersetzungsverhältnis der Hebel c und d betrug etwa 1 : 8 und konnte mit Rücksicht auf die Abmessungen und den guten Sitz der Vorrichtung am Probekörper nicht mehr wesentlich überschritten werden. Diese Uebersetzung genügte jedoch nicht, um bei der kurzen Meßstrecke von 0,7 mm oder 3,3 mm einen hinreichend großen Skalenausschlag bei der Spiegelablesung zu erzielen. Zur Vergrößerung dieses Ausschlages konnte auch die Breite der prismatischen Schneide m mit Rücksicht auf die Schwierigkeit, sie genau herzustellen, nicht wesentlich unter den allgemein üblichen Wert von etwa 4 mm herabgesetzt werden.

Daher wurde die prismatische Schneide m durch den in Fig. 3 und 4 wiedergegebenen Bügel mit drei Spitzschrauben ersetzt, der gewissermaßen eine Umkehrung der Schneide darstellt. In die beiden Enden des Bügels sind von einer Seite zwei Schrauben a und b und ferner in die Mitte des Bügels von der andern Seite eine dritte Schraube c hineingeschraubt. Alle Schrauben sind mit ihrem Kopfe besonders fest gegen den Bügel geschraubt, so daß sie sich nicht von selbst lösen können. Die Schrauben bestehen aus Stahl und haben gehärtete und sauber geschliffene Spitzen. Der senkrechte Abstand der Spitze der Schraube c von der Verbindungslinie der Spitzen der Schrauben a und b beträgt etwa 1 mm bei dem Gerät mit der Meßlänge von 0,7 mm und etwa 2 mm bei dem Gerät mit der Meßlänge von 3,3 mm. Diese Werte von 1 und 2 mm entsprechen hinsichtlich des Uebersetzungsverhältnisses der Breite der prismatischen Schneide m in Fig. 2. Es wird also unter Zugrundelegung der üblichen Schneidenbreite von etwa 4 mm durch die Anwendung dieses Spitzenbügels das Uebersetzungsverhältnis auf das Vier- oder Zweifache erhöht.

Fig. 3 bis 4.

Bügel des Feinmeßgerätes nach Preuß.

Die Ausführungsform des Gerätes ist in Fig. 5 bis 9 dargestellt. Die Hebel c und d sowie die an sie angesetzten Winkelstücke bestehen aus Elektron-Leichtmetall von 1,78 spezifischem Gewicht. Das Gesamtgewicht des Feinmeßgerätes beträgt 22,5 g. In die Hebel c und d sind zwei gehärtete Stahlstifte e und e' fest eingeschlagen, die je zwei einander gegenüberstehende geschliffene Schneiden haben. Der gegenseitige Abstand der Hebel c und d und damit der Abstand des gegen den Probekörper gedrückten Schneidenpaares von e und e' wird durch die beiden Blattfedern f und f' stets gleich groß erhalten. Dabei gestatten diese Federn f und f', die in der Ebene der rechten Schneiden der Stifte e und e' angeordnet sind, eine der Formänderung des Probekörpers entsprechende Drehung der Hebel c und d gegeneinander.

Fig. 5 bis 9.

Ausführungsform des Feinmeßgerätes nach Preuß.

p Probestab

Schnitt A-B.

Das Gerät wird mit Hülfe des Metallstückes g durch Federkraft gegen den Probekörper gedrückt. Das Stück g ist aus Aluminium hergestellt, damit sich infolge seiner Weichheit das rechte Schneidenpaar von e und e' darin eindrücken kann. Hierdurch wird erreicht, daß sich der Druck des Stückes g, auch wenn die Schneiden bei dem oberen und dem unteren Stift nicht ganz gleichen Abstand voneinander haben, gleichmäßig auf sie verteilt.

Um den Apparat mit stets gleich großer Meßlänge, d. h. stets gleich großem Abstande der beiden linken Schneiden der Stifte e und e', an den Probekörper ansetzen zu können, sind die Gabel j und der Stift k angeordnet. Nach dem Ansetzen wird der Stift k[1]) entfernt, so daß sich die Hebel c und d entsprechend der Formänderung des Probekörpers gegeneinander drehen können.

Bei der Belastung der Probekörper treten geringe Aenderungen in der räumlichen Lage des Spiegelgerätes auf, die im Fernrohr Skalenausschläge von der gleichen Art hervorrufen können, wie die Formänderung der Probekörper. Es ist daher erforderlich, solche Skalenausschläge kenntlich zu machen und von den durch die Formänderung des Probekörpers bedingten Ausschlägen in Abzug zu bringen. Dazu dient ein zweiter, mit dem Spiegelapparat fest verbundener Spiegel.

Fig. 10.

Eichung des Feinmeßgerätes.

p Probestab

Das neue Feinmeßgerät wurde auf indirektem Wege, wie in Z. 1911 S. 2174 angegeben, geeicht. Man setzte es an den auf Zug belasteten Kontrollstab aus bestem Tiegelgußstahl an und maß gleichzeitig die Dehnung derselben Längsfaser durch einen bügelartigen Martensschen Spiegelapparat, der um den neuen Apparat herumgriff, s. Fig. 10. Durch 10 aufeinanderfolgende Meßreihen mit je 3 Ablesungen wurde das Verhältnis der Skalenausschläge des neuen und des

[1]) Ein derartiger Stift ist schon von Martens benutzt.

Martensschen Gerätes festgestellt. Dabei ergab sich, daß die übliche Schätzungseinheit von 0,1 mm Skalenausschlag folgende Spannungsänderungen im Probekörper bedeutet:

für das Gerät mit 3,3 mm Meßlänge = **9,83** kg/qcm
» » » » 0,7 » » = **25,6** »

Der Genauigkeitsgrad der einzelnen Ablesungen lag bei dem neuen Spiegelgerät mit 3,3 mm Meßlänge innerhalb der Grenzen von etwa ± 5 vH, bei dem Spiegelgerät mit 0,7 mm Meßlänge innerhalb geringerer Grenzen als ± 10 vH. Dieser Genauigkeitsgrad ist, wie später gezeigt werden wird, ganz erheblich größer als die Abweichungen zwischen den Werten der theoretisch errechneten und der durch Beobachtung gemessenen Spannungen. Denn diese Abweichungen überschreiten häufig den Betrag von 100 vH mehr oder weniger.

Als Versuchsmaterial diente weiches ausgeglühtes Flußeisen. Es hatte eine Streckgrenze von 2200 kg/qcm, eine Zerreißfestigkeit von 3790 kg/qcm, eine Dehnung von 25,5 vH, eine Querschnittsverminderung von 52 vH und einen Elastizitätsmodul von 2100000 kg/qcm. Die untersuchten Winkel wurden aus dem gleichen Flußeisen von etwa 25 mm Dicke durch Sägen auf kaltem Wege herausgearbeitet. Die Kraft ließ man auf die Probewinkel, um eine möglichst gleichmäßige Spannungsverteilung zu erzielen, durch Vermittlung von Stahlkugeln von 14 mm Dmr. wirken.

Es wurden 3 Winkel untersucht. Ein Winkel hatte auf der Innenseite bei A, Fig. 1, eine scharfe Ecke ($\varrho = 0$ mm). Bei den beiden andern Winkeln war die innere Ecke durch Hohlkehlen ausgerundet. Die Halbmesser ϱ dieser Hohlkehlen betrugen 15 und 35 mm. Die genauen Abmessungen der Winkel sind in Fig. 11 bis 13 gegeben.

Fig. 11 bis 13. Abmessungen der Probekörper.

Zunächst wurden bei allen Winkeln die Formänderungen und damit, soweit es sich um solche innerhalb des elastischen Gebietes handelte, die Spannungen an verschiedenen Stellen der Linie A-B, Fig. 1, in der zu A-B senkrechten Richtung gemessen. Die Linie A-B ist nachfolgend stets als »Diagonale« bezeichnet. Der Abstand der auf der Diagonale A-B gewählten Meßpunkte a, b, c usw. vom äußeren Eckpunkte B ist aus Zahlentafel 1 ersichtlich.

Zahlentafel 1.

Winkel mit Halbmesser ϱ mm	Abstand der Meßpunkte vom Eckpunkt B in mm									
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k
0	6,0	14,5	23,0	31,5	38,0	44,0	50,0	56,0	—	—
15	6,0	14,5	23,0	31,5	38,0	44,0	50,0	56,0	62,2	—
35	6,0	14,5	23,0	31,5	38,0	44,0	50,0	56,0	62,0	68,0

Ferner wurde auf der Diagonale ein Meßpunkt unmittelbar am Innenrande der Winkel gewählt. Die dort gemessenen Formänderungen und Spannungen sind später mit σ_{max} bezeichnet. Das Gerät wurde an den bezeichneten Stellen nach Fig. 14 so angesetzt, daß es mit der Mitte seiner Schneiden s-s auf der Kante der Winkel aufsaß. Die Hälfte der 1,5 mm breiten Schneide befand sich also frei in der Luft, und nur die andre 0,75 mm breite Hälfte der Schneide berührte den Probewinkel.

Für den scharfeckigen Winkel ($\varrho = 0$ mm) ist dabei folgendes zu beachten. Hier wurde in Ermangelung einer andern Möglichkeit der Spiegelapparat nach Fig. 15 so angesetzt, daß die Mitten der beiden im Abstande von nur 0,7 mm

Fig. 14 und 15.
Sitz des Feinmeßgerätes an den Punkten A.

voneinander befindlichen Schneiden s-s auf der Innenkante des Winkels saßen. Die zwischen den beiden Schneidenmitten liegende, nur sehr kurze Strecke ist keine Gerade, sondern eine rechtwinklig eingeknickte Linie. Die gefundene Formänderung ist trotzdem der Einfachheit halber, und um bequeme Vergleichswerte zu erhalten, später so angegeben, als ob sich die Formänderung auf eine gerade Strecke bezieht. Dies ist bei der Beurteilung des betreffenden Wertes zu berücksichtigen.

Mit Ausnahme der Meßstellen in unmittelbarer Nähe der Ecke A des scharfeckigen Winkels ($\varrho = 0$ mm), wo der Spiegelapparat mit der Meßlänge von 0,7 mm angewendet wurde, wurde stets der Apparat mit der 3,3 mm langen Meßstrecke benutzt.

Aus den gefundenen Formänderungen wurden unter Zugrundelegung des Elastizitätsmoduls des Materiales der Probewinkel, der 2100000 kg/qcm betrug, die Spannungen berechnet. Die Berechnung der Spannungen aus den Formänderungen ist natürlich nur innerhalb des Gebietes der elastischen Formänderungen möglich. In den wenigen in Betracht kommenden Fällen wurden jedoch auch diejenigen Formänderungen, welche hinsichtlich ihrer Größe einer Spannung oberhalb der Elastizitätsgrenze bezw. Streckgrenze des Materiales von 2200 kg/qcm entsprechen würden, in den Zahlentafeln und Schaubildern als Spannungen ausgedrückt. Diese Spannungswerte und die daraus abgeleiteten Zahlen, die durch Einklammerung besonders kenntlich gemacht sind, bedeuten also nicht eine Spannung von der angegebenen Größe, sondern sollen lediglich einen unmittelbaren und bequemen Vergleich der dadurch ausgedrückten Formänderungen mit den elastischen Formänderungen ermöglichen.

Es sei besonders darauf hingewiesen, daß diese Bemerkung für alle die Fälle in diesem Versuchsbericht gilt, wo Spannungen aus solchen Formänderungen ermittelt wurden, die hinsichtlich ihrer Größe die Formänderungen des Materials kurz vor dem Erreichen der Streckgrenze überschreiten. Bei der Berechnung der oben genannten eingeklammerten Werte wurde angenommen, daß die unterhalb der Streckgrenze bestehende Proportionalität zwischen der Spannung und der Formänderung auch noch oberhalb der Proportionalitätsgrenze und Streckgrenze weiter bestände.

Die auf der Diagonale A-B am Innenrand und in den Meßpunkten a, b, c usw. gemessenen Formänderungen und Spannungen sind in Fig. 16 bis 18 eingetragen, und zwar die Zugspannungen von der Diagonale A-B aus gerechnet nach oben, die Druckspannungen nach unten. Die Spannungen wurden aus den zu der Diagonale senkrecht auftretenden Formänderungen ohne Berücksichtigung des nicht

sehr erheblichen Einflusses der Querkräfte[1]) berechnet. Die mitgeteilten Spannungen gelten für die bei allen Winkeln gleich große Belastung $P = 1500$ kg.

Es erschien wünschenswert, die gemessenen Spannungen mit den theoretisch errechneten zu vergleichen. Für die theoretische Berechnung wurden drei verschiedene Rechnungsarten zum Vergleich herangezogen, die im folgenden als Fall I, II und III bezeichnet sind.

Bei Fall I wurden die größten Spannungen σ_{max} im Punkt A nach Fig. 19 in der folgenden Weise berechnet, die in der Praxis sehr häufig angewandt wird. Die Kraft P wurde als im Querschnitt A-B gleichmäßig verteilte Zugspannung angenommen und dazu die durch das Biegungsmoment $P r$ hervorgerufene Zugspannung zugezählt.

Bei den Fällen II und III wurde die Grashofsche Formel für Stäbe mit gekrümmter Mittellinie angewandt. Im Fall II hat man sich nach Fig. 20 aus dem Mittelpunkt m der inneren Hohlkehle einen Kreisbogen mit dem Halbmesser $\varrho + b$ geschlagen gedacht. Man erhält in dieser Weise auf einem Bogen von 90° einen Stab von gleicher Schenkeldicke mit kreisförmig gebogener Mittellinie, auf den die Grashofsche Formel ohne weiteres anwendbar ist. Gegenüber der tatsächlichen Ausführungsform, nach der bei allen drei Winkeln die Ecke bei Punkt B scharfkantig ausgeführt wurde, wird also bei der Rechnungsart nach dem Fall II das Material des nicht unerheblichen Zwickels z als nicht vorhanden angesehen. Die nach Fall II erhaltenen theoretischen Werte stellen also die Verhältnisse als sehr ungünstig dar.

Beim Fall III wurde nach Fig. 21 der Kreisbogen a-b von der Innenkante parallel in der Richtung nach dem Eckpunkt B zu verschoben gedacht, bis er die beiden Außenkanten des Winkels berührt. In diesem Falle wird nur das Material eines kleineren Zwickels z als nicht vorhanden angesehen. Der Fall III kommt also den wirklichen Verhältnissen näher als der Fall II.

Bei Zugrundelegung der Rechnungsarten Fall I bis III wurde für die Punkte A die bei der Belastung von $P = 1500$ kg dort eintretende Formänderung und Spannung σ_{max} nach der Grashofschen Formel errechnet. Diese Werte sind in Zahlentafel 2 angegeben, und den errechneten Werten sind die in den Punkten A tatsächlich beobachteten Werte gegenübergestellt.

Gleichzeitig enthält Zahlentafel 2 die Abweichung der beobachteten Formänderungen und Spannungen σ_{max} von den nach dem häufig angewandten Rechnungsverfahren Fall I ermittelten Werten in vH. Danach beträgt der Unterschied zwischen den tatsächlich beobachteten und den theoretisch berechneten Formänderungen und Spannungen in den Punkten A unter Berücksichtigung des früher über die Art der Messung und die Ermittlung der Spannungen aus den beobachteten Formänderungen Gesagten bei den Winkeln mit $\varrho = 0$ mm, 15 mm und 35 mm 810, 181 und 150 vH.

In den Schaubildern Fig. 16 bis 18 ist auch der auf Grund der Messungen gefundene Spannungsnullpunkt 0_M angegeben. Es ist das der Schnittpunkt der Diagonale A-B mit den in den Schaubildern eingezeichneten Spannungsschaulinien. Dabei ist der Einfluß der Querkräfte auf die Lage des Spannungsnullpunktes unberücksichtigt gelassen. Die nach den Fällen I bis III theoretisch errechneten Lagen des Spannungsnullpunktes sind ebenfalls in den Schaubildern Fig. 16 bis 18 eingetragen und dort mit I, II und III bezeichnet, während der durch Messen gefundene Spannungsnullpunkt die Bezeichnung 0_M trägt. Man erkennt aus diesen Schaubildern, daß der beobachtete Spannungsnullpunkt bei den Winkeln mit $\varrho = 15$ mm und $\varrho = 35$ mm mit den auf Grund der Grashofschen Formel nach Fall II errechneten Spannungsnullpunkten nahezu zusammenfällt. Bei der theoretischen Berechnung nach Fall II ist dabei nach Fig. 20 der nicht unerhebliche Zwickel z als nicht vorhanden angesehen. Würde dieser Zwickel bei der theoretischen Rechnung berücksichtigt werden, so müßte die theoretische Rech-

Zahlentafel 2.
Vergleich der gemessenen und der theoretisch errechneten Formänderungen und Spannungen σ_{max} in den Punkten A.

Schenkelbreite rd. 40 mm.

Hohlkehlenhalbmesser ϱ	σ_{max} gemessen σ_M	σ_{max} theoretisch errechnet nach Fall I σ_I	Fall II σ_{II}	Fall III σ_{III}	Vergleich der gemessenen und der theoretisch errechneten Formänderungen bezw. Spannungen σ_{max} bezogen auf Fall I: $\frac{\sigma_M - \sigma_I}{\sigma_I} 100$	$\frac{\sigma_M}{\sigma_I}$
mm	kg/qcm	kg/qcm	kg/qcm	kg/qcm	vH	
0	(9980)	1098	—	—	(+ 810)	(9,1)
15	(2422)	860	2895	1875	(+ 181)	(2,8)
35	1635	655	2040	1287	+ 150	2,5

Fig. 16 bis 18.
Formänderungen (Spannungsverteilung) auf den Diagonalen A-B.

Fig. 19 bis 21.
Arten der theoretischen Berechnung der Spannungsverteilung.

Fig. 19. Fig. 20. Fig. 21.

[1]) s. Z. 1907 S. 209.

nung natürlich ergeben, daß der Spannungsnullpunkt weiter in der Richtung nach B zu liegt, als sich bei dem tatsächlich angewandten Rechnungsverfahren nach Fall II unter Außerachtlassung des Zwickels z ergab. Da der tatsächlich beobachtete Spannungsnullpunkt mit dem nach Fall II errechneten Spannungsnullpunkt fast zusammenfällt, so ergibt sich nach vorstehendem, daß in Wirklichkeit der Spannungsnullpunkt gegenüber den Ergebnissen der theoretischen Rechnung auf Grund der Grashofschen Formel nach dem Krümmungsmittelpunkt zu verschoben liegt.

Diese Beobachtung wurde vom Verfasser auch schon bei der Untersuchung der Spannungsverteilung von Kranhaken[1]) gemacht und an der Hand der dort wiedergegebenen Figur 14 durch das Bestreben einer möglichst geradlinigen Fortpflanzung der Spannungen zu erklären versucht. Es ist jedoch auch der Einfluß der Querkräfte in dieser Richtung wirksam.

Die Folge dieser Verschiebung des Spannungsnullpunktes nach dem Krümmungsmittelpunkt zu ist, daß nunmehr der Abstand zwischen den Punkten A und dem Spannungsnullpunkt geringer ist und daher nur eine kleinere Fläche zur Aufnahme der Zugspannungen vorhanden ist, als die theoretische Rechnung annimmt. Infolgedessen muß naturgemäß die Zugspannung im Innenrande der Probekörper größer ausfallen, als sich nach der theoretischen Rechnung ergibt.

Nach Beendigung der vorstehend beschriebenen Versuche, bei denen die Formänderungen auf den Diagonalen A-B in der zu A-B senkrechten Richtung gemessen wurden, wurden in gleicher Weise die Formänderungen auf den zu den Diagonalen A-B parallelen Linien C-D, E-F, G-H und I-K gemessen, und zwar wiederum in der zu diesen Linien senkrechten Richtung. Die Versuchsergebnisse sind in Fig. 22 bis 24 niedergelegt. In diesen sind die beobachteten Normalspannungen wieder in der zu den Meßlinien C-D, E-F usw. senkrechten Richtung eingetragen, und zwar die Zugspannungen nach oben, die Druckspannungen nach unten. Verbindet man die Punkte, welche die Werte der gemessenen Spannungen darstellen, miteinander, so erhält man die Spannungsschaulinien. Diese schneiden die zugehörigen Meßlinien in einem Punkt, wo bei der beschriebenen Art der Messung die Normalspannung = 0 ist. Die Verbindungslinie dieser Spannungsnullpunkte ergibt die in Fig. 22 bis 24 stark ausgezogene Spannungsnullinie. Links davon hat man bei der beschriebenen Art der Messung nur Zug-, rechts davon nur Druckspannungen.

Aus den in Fig. 22 bis 24 dargestellten Spannungsschaulinien wurden die Punkte, in denen eine gleich große Spannung herrschte, ermittelt und miteinander verbunden. Auf diese Weise wurden die Linien gleicher Spannung, Fig. 25 bis 27, ermittelt.

Fig. 22 bis 24.

Formänderungen (Spannungsverteilung) auf den zu den Diagonalen parallelen Meßlinien.

Fig. 25 bis 27. Linien gleicher Formänderung und Spannung.

Die Zahlen an den Spannungsschaulinien bedeuten die Spannung in kg/qcm.
+ Zugspannungen, — Druckspannungen, ○ aus den Messungen konstruierte Punkte.

Nach Beendigung der vorstehenden Versuche wurde die bis dahin etwa 40 mm betragende Schenkelbreite b der Probekörper, Fig. 1, durch Abhobeln auf etwa $^2/_3$ ihres Wertes, d. s. 26,6 mm, verringert. In diesem Zustande der Probewinkel wurden dann wiederum an allen Winkeln im Punkt A die Formänderungen und Spannungen gemessen. Dabei war

[1]) Z. 1911 S. 2174.

die Belastung P wieder bei allen drei Winkeln gleich groß. P wurde so gewählt, daß sich für den Winkel $\varrho = 0$ mm im Eckpunkt A nach der Rechnungsart I bei der neuen Schenkelbreite von 26,6 mm die gleiche Spannung von 1098 kg/qcm ergab, die bei der alten Schenkelbreite von etwa 40 mm rechnungsmäßig bei der Belastung von 1500 kg nach Rechnungsart I geherrscht hatte. Hieraus wurde P für die Schenkelbreite von 26,6 mm zu 765 kg ermittelt.

Darauf wurde die Schenkelbreite auf etwa $^1/_3$ der ursprünglichen Breite, d. i. auf 13,3 mm, verringert. Dabei wurden die Formänderungen und Spannungen in den Punkten A in der gleichen Weise wie oben gemessen. Auch die Belastung P wurde wiederum nach dem gleichen Gesichtspunkte, wie oben angegeben, berechnet und zu $P = 229$ kg gefunden.

Die in den Punkten A erhaltenen Beobachtungswerte und die für diese Punkte theoretisch nach den Fällen I, II und III berechneten Werte sind in Zahlentafel 3 einander gegenübergestellt.

Zahlentafel 3.

Vergleich der gemessenen und theoretisch errechneten Formänderungen und Spannungen σ_{max} in den Punkten A bei den Schenkelbreiten von 26,6 und 13,3 mm.

Versuchsanordnung	Hohlkehlenhalbmesser ϱ	σ_{max} gemessen σ_M	σ_{max} theoretisch errechnet nach Fall I σ_I	Fall II σ_{II}	Fall III σ_{III}	Vergleich der gemessenen und der theoretisch errechneten Formänderungen und Spannungen σ_{max}, bezogen auf Fall I: $\frac{\sigma_M - \sigma_I}{\sigma_I} 100$	$\frac{\sigma_M}{\sigma_I}$
	mm	kg/qcm	kg/qcm	kg/qcm	kg/qcm	vH	
Schenkelbreite	0	(10100)	1098	—	—	(+ 820)	(9,2)
= 26,6 mm	15	1980	765	2580	1600	+ 159	2,6
$P = 765$ kg	35	1260	530	1900	1130	+ 138	2,4
Schenkelbreite	0	(9500)	1098	—	—	(+ 765)	(8,7)
= 13,3 mm	15	1360	583	2310	1320	+ 133	2,3
$P = 229$ kg	35	715	325	1790	992	+ 120	2,2

Dabei sind ebenso, wie in Zahlentafel 2 für die Schenkelbreite von 40 mm, auch in Zahlentafel 3 die beobachteten Werte von σ_{max} mit den nach Rechnungsart I errechneten Werten verglichen. Man erkennt aus Zahlentafel 3, daß die gemessenen Formänderungen und Spannungen in den Punkten A für die Krümmungshalbmesser $\varrho = 0$ mm, 15 mm und 35 mm bei der Schenkelbreite von 26,6 mm um 820 vH, 159 vH und 138 vH und bei der Schenkelbreite von 13,3 mm um 765 vH, 133 vH und 120 vH größer sind, als die nach der Rechnungsart I bestimmten Formänderungen und Spannungen.

In Zahlentafel 4 sind nochmals für alle drei Schenkelbreiten die gemessenen und nach Fall I berechneten Formänderungen und Spannungen einander gegenübergestellt.

Man erkennt daraus folgendes: Sieht man von dem scharfeckigen Winkel mit $\varrho = 0$ mm ab, so liegt die Abweichung der gemessenen und der nach Rechnungsart I berechneten Spannungen in den Punkten A innerhalb der verhältnismäßig engen Grenzen von 120 und 181 vH; es beträgt also innerhalb der recht weiten Grenzen für die Schenkelbreite von 13,3 mm bis zu dem dreifachen Wert von 40,0 mm und innerhalb der Grenzen für den Hohlkehlenhalbmesser von 15 bis 35 mm die in den Punkten A gemessene Höchstspannung das 2,2- bis 2,8fache der Spannungen, welche nach der in der Praxis meist angewandten Rechnungsart I bestimmt worden sind. Man kann daher innerhalb des durch die Beobachtung gedeckten Gebietes als rohe Annäherung angeben, daß die Höchstspannung am Innenrande der Hohlkehlen der untersuchten Winkel etwa $2^1/_2$ mal größer ist, als die Rechnung nach Fall I ergibt, wobei die Schenkelbreite und die Größe des Hohlkehlenhalbmessers diesen Wert nur wenig beeinflussen.

Zahlentafel 4.

Formänderungen und Spannungen σ_{max} in den Punkten A.

Schenkelbreite	Hohlkehlenhalbmesser ϱ	σ_{max} gemessen σ_M	σ_{max} berechnet nach Fall I σ_I	Vergleich der gemessenen und berechneten Formänderungen und Spannungen σ_{max}: $\frac{\sigma_M - \sigma_I}{\sigma_I} 100$	$\frac{\sigma_M}{\sigma_I}$
mm	mm	kg/qcm	kg/qcm	vH	
40,0	0	(9980)	1098	(+ 810)	(9,1)
	15	(2422)	860	(+ 181)	(2,8)
	35	1635	655	+ 150	2,5
26,6	0	(10100)	1098	(+ 820)	(9,2)
	15	1980	765	+ 159	2,6
	35	1260	530	+ 138	2,4
13,3	0	(9500)	1098	(+ 765)	(8,7)
	15	1360	583	+ 133	2,3
	35	715	325	+ 120	2,2

Fig. 28.

Formänderungen (Spannungen) in den Punkten A bei verschiedenem Krümmungshalbmesser und verschiedener Schenkelbreite.

Die in Zahlentafel 4 gegebenen Werte von σ_{max} in den Punkten A sind in Fig. 28 zusammengestellt. Zu dieser Abbildung sei nochmals bemerkt, daß für jede der 3 verschiedenen Schenkelbreiten die Belastung P für alle 3 Winkel gleich groß war. Fig. 28 zeigt daher nicht nur den zunehmend günstigen Einfluß der Hohlkehlen mit abnehmender Schenkelbreite, sondern auch bei gleicher Schenkelbreite und gleicher Belastung P die Abnahme der Höchstspannungen im Punkt A mit wachsendem Krümmungshalbmesser.

Zusammenfassung.

1) Zwei Spiegel-Feinmeßgeräte werden beschrieben, die bei einer Meßlänge von 3,3 und 0,7 mm die Messung von Formänderungen mit der für die vorliegenden Zwecke hinreichenden Genauigkeit von ± 5 und ± 10 vH gestatten. Bei den Ablesungen bedeutet die Schätzungseinheit von 0,1 mm Skalenausschlag Spannungsänderungen des Probekörpers von 9,83 und 25,6 kg/qcm.

Ferner hat sich für das durch die vorstehenden Versuche gedeckte Gebiet folgendes ergeben:

2) Ist bei gleicher Schenkelbreite die Belastung P für alle drei Winkel gleich groß, so beträgt je nach der Schenkel-

breite die größte Formänderung[1]) im Punkt A bei dem Winkel mit $\varrho = 15$ mm 14 bis 24 vH und bei dem Winkel mit $\varrho = 35$ mm 7,5 bis 16 vH der größten Formänderungen im Punkt A des scharfeckigen Winkels mit $\varrho = 0$ mm. Die kleineren dieser Werte gelten für die geringeren Schenkelbreiten, bei denen also Hohlkehlen von gleichem Krümmungshalbmesser die Formänderungen (Spannungen) verhältnismäßig stärker vermindern als bei größeren Schenkelbreiten.

3) Bei dem scharfeckigen Winkel ($\varrho = 0$ mm) beträgt die größte Formänderung im inneren Eckpunkt A unabhängig von der Schenkelbreite etwa das 9 fache des nach der häufig angewandten Rechnungsart I berechneten Wertes (Zahlentafel 4).

4) Bei den Winkeln mit Hohlkehlen ist die im Punkt A gemessene größte Formänderung (Spannung)[2]) angenähert etwa $2^1/_2$ mal größer als die nach Rechnungsart I bestimmte Formänderung und Spannung. Der genannte Wert hängt verhältnismäßig wenig von der Schenkelbreite und der Größe des Krümmungshalbmessers ab (Zahlentafel 4).

5) Die durch Messung festgestellte Lage des Spannungsnullpunktes auf den Diagonalen A-B ist gegenüber der nach Rechnungsart I theoretisch bestimmten Lage erheblich nach dem Krümmungsmittelpunkt zu verschoben. Für die Krümmungshalbmesser $\varrho = 0$ mm, 15 mm und 35 mm beträgt die Verschiebung 24,0, 18,2 und 14 vH der Länge der Diagonalen A-B.

[1]) Bei der Beurteilung dieser sowie der nachstehenden Verhältnisse ist das früher über die Art der Messung Gesagte, insbesondere die Erläuterung zu Fig. 11 zu berücksichtigen. Auch sei auf die früheren Ausführungen darüber verwiesen, inwieweit es zulässig ist, aus der Größe der gemessenen Formänderungen auf die Größe der herrschenden Spannungen zu schließen.

[2]) Bei den untersuchten Winkeln mit Hohlkehlen ist die unmittelbare Uebertragung der für die Formänderungen gefundenen Verhältnisse auf die Spannungen möglich, da nur in einem Falle die beobachtete Formänderung unwesentlich die Größe der Formänderungen kurz vor dem Erreichen der Streckgrenze überschreitet.

6) Die durch Messung festgestellte Lage des Spannungsnullpunktes deckt sich bei den Winkeln mit Hohlkehlen nahezu mit der nach Rechnungsart II auf Grund der Grashofschen Formel theoretisch errechneten Lage. Bei dieser Rechnungsart bleibt der erhebliche Zwickel z, Fig. 16, dessen Breite in der Richtung von A-B gemessen 37 und 44 vH der ganzen Länge von A-B ausmacht, als nicht vorhanden unberücksichtigt. Würde der Zwickel bei der theoretischen Rechnung berücksichtigt werden, so würde nach der Rechnung der Spannungsnullpunkt auf der Diagonalen A-B wesentlich weiter nach B zu liegen. Daraus folgt, daß der durch Messen gefundene Spannungsnullpunkt auf der Diagonalen A-B gegenüber seiner theoretisch berechneten Lage auch dann, wenn man dazu die Grashofsche Formel benutzt, nicht unerheblich nach dem Krümmungsmittelpunkt zu verschoben ist.

7) Daraus, daß der Spannungsnullpunkt entgegen den Ergebnissen der theoretischen Rechnung nach dem Krümmungsmittelpunkt zu verschoben gefunden wurde, kann unter der Annahme, daß diese Verschiebung teilweise durch die Neigung zu einer möglichst geradlinigen Fortpflanzung der Spannungen bedingt ist, gefolgert werden, daß zur Aufnahme der Zugspannungen auf der inneren Winkelseite eine kleinere Querschnittsfläche vorhanden ist, als die Theorie annimmt. Daraus folgt wiederum, daß die größte Zugspannung im Innenrande bei A größer sein muß, als sich nach den theoretischen Rechnungen ergibt.

Die vorstehende Arbeit wurde in der Materialprüfungsanstalt an der Technischen Hochschule zu Darmstadt ausgeführt. Dem Vorstande der Anstalt, Hrn. Geh. Baurat Prof. Berndt, bin ich für die tatkräftige Unterstützung und die mannigfachen Anregungen bei der Ausführung der Arbeit zu Dank verpflichtet. Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse hat Hr. Dipl.-Ing. Wallenborn in dankenswerter Weise mitgewirkt.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika.[1])

Von Regierungsbaumeister **F. Gutbrod** in Berlin.

(Fortsetzung von S. 1040)

8) Personenwagen der Chicago, Burlington and Quincy R. R.

Im Jahre 1909 gab die Chicago, Burlington and Quincy R. R. anläßlich der Vollendung ihrer neuen transkontinentalen Strecke nach dem Stillen Ozean eine größere Anzahl eiserner Personenwagen mit hölzernem Wagenkasten in Bestellung, darunter zwei vereinigte Buffet-Lesewagen, welche in den Luxuszug dieser Gesellschaft, den »Pioneer Limited«, eingestellt werden sollten.

Das Aeußere des Wagens zeigt Fig. 185, die innere Ausrüstung Fig. 186 bis 189. Wie der Grundriß in Fig. 190 erkennen läßt, wird die eine Hälfte des Wagens durch den Leseraum mit Bibliothek und Schreibtisch, die andre Hälfte durch einen Erholungsraum, den sogenannten Faulenzerraum (lounging room) eingenommen. Zwischen beiden Räumen befindet sich ein kleines Buffet, in welchem Kaffee und Tee gereicht wird.

Fig. 185.
Personenwagen der Chicago, Burlington and Quincy R. R.

Der Wagen hat, wie die zuvor beschriebenen Wagen,

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Fig. 186.

Ecke in dem Bücherraum.

Fig. 187.

Erholungsraum.

Fig. 188.

Abteil mit Sofa im Erholungsraum.

Fig. 189.

Bücherei mit Bücherschrank (vom Wagenende aus gesehen).

eisernes Untergestell und hölzernen Wagenkasten mit eisernem Kastengerippe, unterscheidet sich jedoch von ihnen hinsichtlich seiner Bauart dadurch, daß für das Untergestell in größerem Umfang Stahlguß verwendet worden ist. Das Untergestell ist in Fig. 191 bis 195 in allen Einzelheiten dargestellt. Sein mittlerer Längsträger besteht auch hier aus zwei Stehblechträgern von trapezförmigem Längenprofil, welche durch eine kräftige Obergurtplatte von 10 mm Stärke zu einem kastenförmigen Träger vereinigt sind. Ihre Steghöhe in Wagenmitte beträgt 775 mm, ist demnach größer als

Fig. 190.

Grundriß des Personenwagens der Chicago, Burlington and Quincy R. R.

Maßstab 1 : 100.

a Sofa *b* Schreibtisch *c* Bücherschrank *d* Ofen

bei allen andern bisher gebauten eisernen Personenwagen. Die seitlichen Längsträger bestehen aus einem Stehblech von 610 mm Höhe und 8 mm Stärke, einem L-Eisen als Obergurt und zwei L-förmig angeordneten L-Eisen als Untergurt. Das Obergurt-Winkeleisen ist an der Innenseite des Stehbleches angebracht und dient gleichzeitig als Fußstütze. Auf dem äußeren L-Eisen des Untergurtes ist eine Holzschwelle befestigt, gegen welche die Außenverkleidung des Wagenkastens genagelt ist.

Die mittleren und seitlichen Längsträger des Untergestelles sind an beiden Enden des Wagens je durch ein gewaltiges Stahlgußstück miteinander verbunden, welches gleichzeitig die beiden Drehgestellquerträger nebst dem Drehzapfenlager und die Plattform nebst Pufferbohle und Endquerträger bildet. Die Gußstücke sind mehr als 4 m lang und verringern dementsprechend die freie Länge der Längsträger von 23,34 m auf rd. 15 m. Die sehr verwickelten Gußstücke sind von der Commonwealth Steel Company in St. Louis hergestellt. Sie nehmen gleichzeitig die Zug- und Stoßeinrichtungen auf. Die Verbindungen mit den seitlichen Längsträgern, namentlich aber mit den beiden mittleren Längsträgern, welche an drei Stellen durch die Querträger dieses Gußstückes hindurchtreten, bedingen eine sehr sorgfältige und deshalb teure Bearbeitung der betreffenden Anlageflächen und machen dadurch den gerade mit diesen Gußstücken angestrebten Vorteil des Fortfalles umfangreicher nachträglicher Bearbeitung hinfällig. Die Verbindung der Längsträger mit den Stahlgußstücken ergibt sich aus den in Fig. 193 dargestellten Schnitten *a-b* und *c-d*. Jedes dieser beiden Gußstücke wiegt annähernd 4 t. Fig. 196 zeigt die Endkonstruktion des Untergestelles mit dem Gußstahlstück.

Fig. 196.

Endkonstruktion des Untergestelles mit dem Gußstahlstück.

Außer den beiden Endgußstücken sind die Längsträger noch durch vier schwere Gußstahlquerträger von T-förmigem Querschnitt gegeneinander abgesteift, deren Gestalt und Formgebung aus Fig. 194 ersichtlich ist. Jeder dieser Querträger besteht aus drei Teilen: zwei Konsolstücken zwischen den seitlichen und mittleren Längsträgern und einem Füllstück zwischen den beiden mittleren Längsträgern. 10 mm starke obere und untere Gurtplatten sorgen für eine möglichst kräftige Verbindung zwischen dem Querträger und dem kastenförmigen mittleren Längsträger an dieser Stelle. Die beiden inneren Querträger haben einen gegenseitigen Abstand von 3,048 m. Die beiden äußeren Querträger (die sogenannten needle beams) sind an den Brechpunkten des Untergurtes des mittleren Längsträgers angeordnet. Aufgabe dieser Querträger ist es, einen Teil des Wagengewichtes von den Seitenwänden des Wagenkastens auf den mittleren Längsträger zu übertragen, so daß dieser außer Zug- und Stoßkräften auch senkrechte Belastungen aufzunehmen hat. Die genannten Teile sind ebenfalls von der Commonwealth Steel Company hergestellt.

Fig. 199.

Querschnitt durch den Rahmenbau.

Maßstab 1 : 35.

Zwischen den Stahlgußquerstücken sind in gleichmäßigen Abständen [-Eisen-Träger von 102 mm Steghöhe ange-

Fig. 191 bis 195.

Einzelheiten des Untergestelles des Personenwagens der

Drehgestell

Mitte

Schnitt a-b. Schnitt c-d.

Schnitt e-f.

Schnitt g-h.

Stirnansicht.

ordnet. Sie dienen hauptsächlich zur Unterstützung der Fußbodenkonstruktion.

Der eiserne Aufbau des Wagenkastens ergibt sich aus Fig. 197 bis 201. Besonders kräftig ist die Verbindung zwischen dem Endvestibül und der Plattform. Das Gerippe der Abschlußwand des Wagenkastens besteht aus acht Z-Eisen von 102 mm Steghöhe, welche in entsprechende Taschen in dem Stahlguß-Plattformstück eingesetzt und gegen den Endquerträger vernietet sind. Die oberen Enden dieser Z-Eisen sind gegen eine aus gepreßtem Eisen bestehende wagerechte Platte befestigt, die ihrerseits wieder, wie Fig. 198 erkennen läßt, mit den Seitenwänden und den eisernen Dachspriegeln des Wagenkastens verbunden ist. Zu diesem Zweck sind die Stege der Z-Eisen an diesen Stellen ausgeschnitten und die inneren Flansche in gleiche Ebene mit den äußeren Flanschen zurückgebogen.

Die Pfosten der Seitenwände bestehen aus gepreßten [-Eisen von 5 mm Stärke und 60 mm Steghöhe. Der Verband der Seitenpfosten ist in der Ebene der Seitenwand durch ein wagerechtes, in Höhe des Anschlusses des Oberlichtaufbaues auf die ganze Länge des Wagens bis zur äußeren Stirnwand der Vestibülenden durchlaufendes L-Eisen (76 × 76 × 9,5 mm) und durch kurze wagerechte L-Eisen (76 × 152 × 8 mm), welche zwischen den Pfosten in Höhe der Fensterbrüstung festgenietet sind, gesichert. Je die beiden Pfostenpaare zwischen den Fenstern sind außerdem in halber Höhe über der Fen-

Maßstab 1 : 40.

Chicago, Burlington and Quincy R. R.

sterbrüstung durch etwas schwächere wagerechte L-Eisen gegeneinander abgespreizt. Die Seitenpfosten werden durch das Eisengerippe des Oberlicht- und Dachaufbaues quer-versteift.

Der Längsverband des Oberlichtaufbaues, dessen Gerippe in Fig. 201 besonders gut erkennbar ist, besteht aus je einem auf die ganze Wagenlänge wagerecht durchlaufenden L-Eisen (100 × 100 × 8 mm) und einem gepreßten, mit den ungleichen Schenkeln nach abwärts gerichteten [-Eisen (vergl. Fig. 199, S. 1357). Die Dachspriegel des oberen Daches und der beiden seitlichen Dächer bestehen aus L-Eisen (50 × 28,5 × 5 mm). Die Spriegel des oberen Daches sind gegen die der beiden Seitendächer versetzt, Fig. 198.

Aus Fig. 199 ist die Anordnung der hölzernen Füllstücke in dem Untergestell sowie den Seitenwänden und dem Oberlichtaufbau des Wagenkastens ersichtlich, gegen welche der Fußboden, die hölzerne Außen- und Innenverkleidung, die Dachverschalung und die Deckenbekleidung, genagelt werden. Eigenartig ist die Konstruktion des Fußbodens. Zwischen den sechs hölzernen Langschwellen ist zunächst ein Füllboden, bestehend aus einer Bretterlage und einer Schicht aus Haarfilz, eingebracht. Darüber ist ein doppelter Holzfußboden mit übereck genagelten Brettern verlegt. Dieser ist mit der bekannten Flexolith-Masse abgedeckt, welche den endgültigen Fußboden bildet und zur guten Verbindung mit dem Holzfußboden eine auf diesem vernagelte eiserne Drahtgeflechteinlage hat. Gegen die Unterseite der hölzernen Langschwellen ist endlich ein Abdeckboden aus Holz genagelt, welcher zusammen mit der dazwischen liegenden Luftschicht und der Haarfilzschicht als Wärmeschutzmittel für das Wageninnere dient und gleichzeitig störende Geräusche abdämpft.

Rahmen und Schemel der dreiachsigen Drehgestelle sind von der Commonwealth Steel Company aus einem Stück in Stahlguß hergestellt. Diese Drehgestelle erfreuen sich auf den amerikanischen Bahnen bezeichnenderweise einer zunehmenden Beliebtheit, da die nachträgliche Bearbeitung, namentlich die Handarbeit, auf ein möglichst geringes Maß beschränkt ist.

Die Gesamtlänge des Wagens beträgt 24,34 m, die Länge des Wagenkastens, gemessen von Endquerträger zu Endquerträger, 22,1 m. Der Wagen wiegt annähernd 70 t, ist somit einer der schwersten Wagen überhaupt, die auf amerikanischen Bahnen laufen.

Fig. 197 und 198. Maßstab 1 : 60.

Eisernes Rahmenwerk des Personenwagens der Chicago, Burlington and Quincy R. R.

Seitenansicht.

Fig. 204 bis 210. Eisernes Untergestell des

Fig. 204. Längsschnitt.

Fig. 205. Seitenansicht.

Fig. 206. Grundriß.

Fig. 200. Kastengerippe des Buffet-Lesewagens.

Um dem Uebelstand des außerordentlich hohen Gewichtes abzuhelfen, wurde bei späteren Personenwagen, die teils in den eigenen Bahnwerkstätten der Chicago, Burlington and Quincy R. R. in Aurora gebaut, teils von den Pullman-Werken geliefert wurden, von dem schweren Stahlguß-Endstück Abstand genommen und an dessen Statt zu Konstruktionen gegriffen, die sich schon anderwärts bewährt hatten. Um einen geeigneten Vergleich zu geben, ist dem zuvor beschriebenen Wagen hier ein vereinigter Rauch- und Aussichtswagen gegenübergestellt, welcher eine Gesamtlänge von 22,55 m, gemessen von Endquerträger zu Endquerträger, hat. Grundriß und Längsansicht des Wagens ergeben sich aus Fig. 202 und 203.

Fig. 204 bis 210 zeigen die Bauart des eisernen Untergestelles. Der mittlere Längsträger (vergl. Fig. 204) besteht auch hier aus zwei Stehblechträgern von trapezförmigem Längenprofil, welche durch eine gemeinsame Obergurtplatte zu einem kastenförmigen Träger vereinigt sind. Die seitlichen Längsträger (vergl. Fig. 205) dagegen sind, wie bei den Wagen der St. Louis and San Francisco R. R., ebenfalls als Stehblechträger von trapezförmigem Längsprofil ausgebildet, mit denen die als Stehblechträger ausgeführten Wagenkasten-Seitenwände verbunden sind, und zwar in

Rauch- und Aussichtswagens. Maßstab 1 : 40.

Fig. 207.

Schnitt a-b. Schnitt c-d.

Fig. 208.

Schnitt g-h. Schnitt i-k.

Fig. 209. Schnitt e-f.

Fig. 210.

der Weise, daß das Stehblech für beide Träger gemeinsam ist. Im Gegensatz zu dem vorherbeschriebenen Untergestell sind für die Querverbindungen des Untergestelles schwere Stahlgußstücke grundsätzlich vermieden. Die Hauptquerträger sind aus Preßblechen mit [-förmigem Querschnitt hergestellt, wie Fig. 207 bis 210 zeigen. Die beiden Drehgestellquerträger (bolsters) an jedem Wagenende bestehen je aus zwei derartigen Preßformen, welche mit den Stegrücken einander zugekehrt sind. Beide Drehgestellquerträger sind durch eine gemeinsame Obergurtplatte von 6,3 mm Stärke und 1,42 m Breite abgedeckt. Kleine Zwischenlängsträger mit I-förmigem Querschnitt, welche dicht neben den seitlichen Hauptlängsträgern laufen (vergl. Schnitt c-d in Fig. 207), nehmen die seitlichen Stützplatten für die Drehgestelle auf. Auf die ganze Länge des Abstandes der beiden Drehgestellquerträger ist zwischen den Stehblechen der mittleren Längsträger ein Füllstück eingebracht, welches aus Stahlguß gefertigt ist und gleichzeitig das Lager für den Drehgestellzapfen bildet. Dieses Füllstück ist in seinen Abmessungen und damit auch im Gewicht wesentlich kleiner als die kleinsten bei dem zuvor beschriebenen Untergestell verwendeten Gußstücke.

In gleicher Weise wie die beiden Drehgestellquerträger sind auch die Pufferbohlen, die Endquerträger und die beiden an den Brechpunkten der Untergurte der Längsträger angeordneten Hauptquerträger aus Preßblechen mit [-förmigem Querschnitt hergestellt. Die hauptsächlich zur Unterstüt-

Fig. 201. Kastengerippe des Buffet-Lesewagens.

Fig. 202 und 203.

Längsschnitt und Grundriß des Rauch- und Aussichtswagens der Chicago, Burlington and Quincy R. R.

Maßstab 1 : 100.

Fig. 211.

Hölzerne Verkleidung des Wagenkastens.

Maßstab 1 : 30.

zung der Fußbodenkonstruktion vorgesehenen Zwischenquerträger bestehen aus Z-Eisen von 127 mm Steghöhe.

Die Anordnung des eisernen Gerippes und der hölzernen Verkleidung des Wagenkastens ist, wie Fig. 211 zeigt, in ähnlicher Weise durchgeführt wie bei den andern Wagen. Die Herstellung des Fußbodens ist gegenüber der älteren Bauart wesentlich vereinfacht.

Das Gewicht des Wagens beträgt 65,3 t, ist also um 4,7 t geringer als das des vereinigten Buffet-Lesewagens. Der Unterschied ist größtenteils auf den Fortfall der schweren Gußstücke zurückzuführen.

Fig. 212 und 213 geben die Ober- und die Unteransicht eines nach denselben Grundsätzen gebauten Untergestelles für einerne Gepäckwagen derselben Gesellschaft. Ein Vergleich mit Fig. 196 zeigt am treffendsten den Unterschied in den beiden Bauarten. Das vorliegende Untergestell wiegt bei einer Gesamtlänge von 20 m nicht mehr als 10 t.

Fig. 212.

Oberansicht des Untergestelles eines Gepäckwagens.

9) Personenwagen der Central Railroad of New Jersey.

Eine noch weiter gehende Verwendung von Stahlguß weisen die eisernen Untergestelle der 1909 und 1910 von der Harlan and Hollingsworth Corporation in Wilmington (Delaware) für die Central Railroad of New Jersey gebauten »day coaches« auf.

Der Wagen faßt 74 Fahrgäste, ist mit zweiachsigen Drehgestellen ausgerüstet und wiegt 41 t. Die Länge des Wagens, gemessen von Endquerträger zu Endquerträger, beträgt 18,29 m. Der Wagenkasten ist vollständig aus Holz hergestellt und zeigt, wie Fig. 214 bis 217 erkennen lassen, die auf den amerikanischen Bahnen übliche Bauart.

Fig. 213.

Unteransicht des Untergestelles eines Gepäckwagens.

Die Ausführung des eisernen Untergestelles ergibt sich aus Fig. 218 bis 221. Die Längsträger bestehen wie überall so auch hier aus Profileisen, und zwar sowohl die beiden mittleren wie auch die beiden seitlichen Längsträger aus I-Trägern mit auf die ganze Länge gleich bleibendem Querschnitt. Die beiden seitlichen I-Träger haben eine Steghöhe von 203 mm und sind nach Art der Untergestelle der normalen hölzernen Wagenbauart durch ein Sprengwerk versteift. Die beiden mittleren Längsträger haben 254 mm Steghöhe und sind durch eine gemeinsame Obergurtplatte zu einem kastenförmigen Träger vereinigt.

Wie bei dem Personenwagen der Chicago, Burlington and Quincy R. R. endigen die mittleren Längsträger beiderseitig in ein gewaltiges Stahlgußstück, welches mehr als 3,5 m lang ist. Das Gußstück umfaßt gleichzeitig die beiden Drehgestellquerträger nebst der Drehzapfenpfanne, den Endquerträger und die Plattform für das Endvestibül nebst der Pufferbohle. Die mittleren Längsträger sind bis zum äußeren Drehgestellquerträger des Gußstahlstückes durchgezogen und mit diesem durch kräftige Niete zusammengeheftet. Ein starkes Knotenblech verbindet außerdem Ober- und Untergurt des kastenförmigen mittleren Längsträgers mit dem

Fig. 214 bis 217.

Personenwagen der Central Railroad of New Jersey.

Maßstab 1 : 50.

Aeußere Ansicht.

Querschnitt und Endansicht des Wagenkastens.

Grundriß.

Gerippe der Wagenstirnwand
von außen gesehen. von innen gesehen.

Fig. 218 bis 220.

Eisernes Untergestell des Personenwagens der Central Railroad of New Jersey.

Maßstab 1 : 40.

inneren Querträger des Gußstückes. Die beiden seitlichen Längsträger laufen bis zum Endquerträger durch, welcher aus einer mit dem Stahlgußstück durch kräftige Bolzen verbundenen Eichenbohle besteht.

Zwischen den beiden Stahlguß-Endstücken sind vier ebenfalls aus Stahlguß angefertigte Querträger von I-förmigem Querschnitt angeordnet, welche zur Absteifung der seitlichen gegen die mittleren Längsträger dienen und gleichzeitig einen Teil des Gewichtes des Wagenkastens von den seitlichen auf die mittleren Längsträger übertragen. Sämtliche Querträger sind, wie namentlich Fig. 221 zeigt, nach unten stark gekröpft, um die mittleren Längsträger zu unterfassen. Die beiden mittleren Querträger haben außerdem an den beiden äußeren Enden nach unten gerichtete Stege, welche gleichzeitig als Druckstreben für das Sprengwerk der seitlichen Längsträger dienen. Die sämtlichen Stahlgußstücke sind von der Commonwealth Steel Company in St. Louis geliefert.

Besondere Beachtung verdient die bei diesen Wagen erstmalig verwendete, nach ihrem Erbauer benannte Miner-Kupplung, Fig. 222 bis 225. Der Drehpunkt des Kup-

Fig. 222 bis 225. Miner-Kupplung.

Maßstab 1 : 20.

pelschaftes ist möglichst weit nach rückwärts in die Nähe des Hauptzapfens des Drehgestelles gelegt, um in Gleiskrümmungen die infolge der am Kupplungskopf auftretenden Zugkraft vom Wagenkasten auf das Drehgestell ausgeübten Seitenkräfte möglichst klein zu halten. Der Kuppelschaft hat, wie Fig. 222 zeigt, eine Länge von 1655 mm, gemessen von der Innenfläche der Kuppelklaue bis zum hinteren Drehpunkt. Die Rückstellung und Sicherung der Mittellage des Kuppelschaftes erfolgt durch eine kräftige Spiralfeder, welche in einem an der unteren Seite des Plattformgußstückes befestigten Bügel geführt ist (vergl. Schnitt *c-d*), und zwar in der Weise, daß ihre beiden Enden je in einer besondern Mitnehmerhülse gelagert sind. Diese Hülsen haben an der offenen Seite einen vorspringenden vierkantigen Rand, welcher, wie aus Fig. 224 ersichtlich ist, von entsprechenden, an der Innenfläche des geschlitzten Kuppelschaftes befestigten Klauen umfaßt wird. Diese Klauen drücken die Rückstellfeder beim seitlichen Ausschlagen der Kupplung mit Hülfe der Mitnehmerhülsen zusammen. Der Kupplungskopf selbst ist im Kuppelschaft noch einmal für sich besonders drehbar angeordnet und wird auf eigenartige Weise mittels Deichsel und Zügelvorrichtung in seiner Mittellage gehalten. Die Deichsel besteht, wie Fig. 222 zeigt, aus zwei an den Seiten des Kuppelkopfes rechtwinklig zu seiner Mittelachse

Fig. 221.

Eisernes Untergestell.

angegossenen Nocken. An diesen greifen die Zugstangen der Zügelvorrichtung an, welche sich an ihrem hinteren Ende mittels starker Spiralfedern gegen entsprechende, an der Unterseite des Zugkastens des Hauptgestelles befestigte Stahlgußnocken legen (vergl. Fig. 223 und Schnitt *a-b*). Durch diese Zügelvorrichtung wird erreicht, daß selbst beim Zusammenkuppeln zweier Wagen in sehr scharfen Gleiskrümmungen die beiden Klauen benachbarter Kupplungen mit Sicherheit aufeinandertreffen, Fehlkupplungen somit vermieden werden, und daß auch bei heftigen Schlingerbewegungen benachbarter Wagenenden die Kuppelköpfe gut gegeneinander gepreßt werden, dem Ausschlagen ihrer beweglichen Teile somit in geeigneter Weise vorgebeugt wird. Die Zügelvorrichtung dient endlich als Reserve-Zugvorrichtung für den Fall, daß die Hauptzugvorrichtung außer Tätigkeit gesetzt wird.

Die Rahmen der zweiachsigen Drehgestelle sind nebst den Tragschemeln aus Stahlguß hergestellt, Fig. 226. Sie sind ebenfalls von der Commonwealth Steel Company in St. Louis geliefert.

Die Wagen haben nach Angaben der Bahngesellschaft im Betrieb in jeder Hinsicht befriedigt.

Fig. 226. Zweiachsiges Drehgestell.

(Fortsetzung folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 1. Juli 1912.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Juni 1912.

Vorsitzender: Hr. Rötscher. Schriftführer: Hr. Oestreicher.

Anwesend 31 Mitglieder und 2 Gäste.

Hr. Kgl. Bauinspektor a. D. Thierbach (Gast) spricht über moderne Industriebauten [1]).

[1]) Vergl. T. u. W. 1910 S. 321.

Eingegangen 15. Juni 1912.

Bremer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Zetzmann. Schriftführer: Hr. Zähringer.

Anwesend 40 Mitglieder und 16 Gäste.

Hr. Professor Franz (Gast) spricht über Ingenieurarchitekturen und ihre Bedeutung für Heimatschutz und Landschaftspflege [1]).

[1]) Vergl. T. u. W. 1910 S. 321.

Sitzung vom 17. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Zetzmann. Schriftführer: Hr. Zähringer.

Hr. Würdemann spricht über die wirtschaftliche Berechtigung von Ueberlandzentralen.

Hr Mathias spricht über Finanzierung und Verbreitung elektrischer Ueberlandzentralen.

Sitzung vom 30. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Zetzmann. Schriftführer: Hr. Zähringer.
Anwesend 25 Mitglieder und 6 Gäste.

Hr. Würdemann beendet seinen Vortrag über die wirtschaftliche Berechtigung von Ueberlandzentralen.

Hr. Mathias beendet seinen Vortrag über die Finanzierung und Verbreitung elektrischer Ueberlandzentralen.

Eingegangen 13. Juni 1912.

Bodensee-Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Mai 1912 in Baden (Schweiz).

Hr. Thomann spricht über elektrische Zugförderung.

Im Anschluß an den Vortrag wurden die Anlagen von Brown, Boveri & Cie. A.-G. besichtigt.

Eingegangen 23 Juni 1912.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Winter-Günther.
Schriftführer: Hr. v. Zochowsky.
Anwesend 320 Mitglieder und Gäste.

Es werden kinematographische Bilder vorgeführt: Herstellung und Prüfung elektrotechnischer Erzeugnisse, Elektrizität im Verkehrswesen, im Hüttenbetrieb, in der Landwirtschaft und im Bergbau.

Die Erläuterungen zu den Bildern gibt Hr. Ingenieur Uhlig der Siemens Schuckert-Werke, Berlin (Gast).

Am 18. Mai 1912 wurde die Luitpoldhütte in Amberg besichtigt.

Eingegangen 21. Juni 1912.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 18. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Heim. Schriftführer: Hr. Voigt.

Hr. Regierungsbaumeister Wendt aus Stettin (Gast) spricht über elektrische Kraftwagen und ihre Wirtschaftlichkeit im Vergleich zu Kraftwagen mit Verbrennungsmotoren[1]).

Eingegangen 1. Juli 1912.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 14. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Wendt. Schriftführer: Hr. Seufert.
Anwesend 11 Mitglieder.

Die Versammlung erledigt Vereinsangelegenheiten.

Sitzung vom 21. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Seufert. Schriftführer: Hr. Sydow.
Anwesend 18 Mitglieder und 16 Gäste, davon 14 Damen.

Hr. Dr. Gehrcke, Direktor des städtischen Gesundheitsamtes, (Gast) hält einen Vortrag: Einige Kapitel aus der öffentlichen Gesundheitspflege Stettins.

[1]) Vergl. Z. 1912 S. 270.

Bücherschau.

Hydraulische Turbinen. Konstruktions- und Rechnungsbeispiele von Francis-, Schwamkrug- und Pelton-Turbinen. Für den Unterricht und zum Selbststudium bearbeitet von Ingenieur Gustav Ziehn. Zweite verbesserte Auflage. Strelitz in Mecklenburg 1912, Polytechnischer Verlag M. Hittenkofer. 153 S. 8° mit 113 Figuren und 17 lithographierten Tafeln in einem Bande. Preis geb. 10 *M*.

Das Buch ist entstanden aus dem in dieser Zeitschrift 1908 S. 1650 besprochenen früheren Werke desselben Verfassers, welches bald nach dem Erscheinen wieder aus dem Buchhandel zurückgezogen wurde. Als Ersatz dafür gab der Verfasser damals nach kurzer Zeit ein neues Buch verbunden mit dem Tafelbande des früheren Werkes heraus, das eine Neubearbeitung des früheren Buches mit stark gekürztem Programm darstellte, indem es nur noch »Konstruktions- und Rechnungsbeispiele« bieten sollte. Diese »Konstruktions- und Rechnungsbeispiele« liegen nun in zweiter, verbesserter Auflage vor. Sie sind hauptsächlich als Hülfsmittel beim Konstruktionsunterricht gedacht und setzen daher etwas Vertrautheit mit den allgemeinen Grundlagen des Wasserturbinenbaues voraus.

Nach einer kurzen theoretischen Einleitung, in welcher die wesentlichsten Formeln und Gleichungen in kursorischer Weise zusammengestellt sind, werden in 3 Kapiteln der normale Gang der Berechnung und die Konstruktion der Schaufelung je einer normallaufenden, einer schnellaufenden und einer langsamlaufenden Francis-Turbine besprochen und an Hand je eines Zahlenbeispieles erläutert. Die Unterscheidung in Normal-, Schnell- und Langsamläufer trifft der Verfasser dabei ausschließlich nach dem Schaufelwinkel β_1 am Laufradeintritt (90° = Normalläufer), was praktisch nicht immer stimmt. Daran schließt sich ein Abschnitt über »Die Regulierungen der Francis-Turbine«, in welchem auch die selbsttätige Regulierung durch Regulatoren anschaulich geschildert ist, sowie ein recht gutes Kapitel über die »Konstruktionstypen und Anlagen von Francis-Turbinen«. Als wertvolle Erweiterung in der vorliegenden zweiten Auflage folgen dann 10 Rechnungsbeispiele von Francis-Turbinen, von denen die Mehrzahl auch konstruktiv ausgearbeitet und durch Maßzeichnungen wiedergegeben ist. Zwei kürzere Abschnitte über »Die Schwamkrug-Turbinen« und »Die Pelton Turbinen«, auch mit je einem Rechenbeispiel verbunden, bilden den Schluß des Textes. Die dem Buche beigebundenen Tafelzeichnungen sind dieselben geblieben wie beim früheren Buche des Verfassers, nur ist eine Tafel neu hinzugekommen. Die Wahl der Bezeichnungen traf der Verfasser leider nicht nach den »Einheitlichen Bezeichnungen«[1]), sondern nach der »Hütte«.

Im allgemeinen ist das Buch im Hinblick auf den hauptsächlichen Zweck — als Ergänzung zum Unterricht an Fachschulen — gut zusammengestellt und wird an der Hand eines tüchtigen Lehrers dem Lernenden eine willkommene Hülfe bieten. Auch zum Selbststudium kann es empfohlen werden, wenn man sich nur einen allgemeinen Ueberblick über den heutigen Turbinenbau verschaffen will. Im einzelnen muß jedoch bemerkt werden, daß das Buch vom didaktischen Standpunkte aus manche Schattenseiten hat. Es werden des öfteren Angaben als unbedingte Norm hingestellt, die nur für bestimmte Sonderverhältnisse gelten, ohne daß dies betont wird. Für die empirische Wahl der Hauptbestimmungsgrößen gibt der Verfasser fast gar keine Anhaltspunkte, was begreiflicherweise gerade dem Anfänger die meiste Schwierigkeit bereitet. Die für diesen Zweck sehr übersichtliche Grundlage der spezifischen Drehzahl als Maß für das Schnellaufen läßt der Verfasser unerwähnt. Die vorgeführten Schnelläufer-Beispiele haben den Nachteil, daß sie für die Praxis schwerlich Verwendung finden können, da sie mit erstaunlich großer Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrade berechnet sind und deshalb praktisch ungenügende Wirkungsgrade ergeben würden. Das Hauptbeispiel ist mit einer absoluten Austrittsenergie zwischen den Laufradschaufeln von 21 vH des Gefälles, zunehmend bis auf 50 vH in der innersten Flußlinie, für die Wassermenge des

[1]) Z. 1906 S. 1993.

senkrechten Austrittes konstruiert (ein andres Beispiel sogar mit 31 vH, zunehmend bis auf 95 vH, bei denselben Verhältnissen).

Einige Unrichtigkeiten und eine Reihe oft störender Druckfehler, namentlich in den Rechnungen, hätten mit etwas mehr Sorgfalt leicht vermieden werden können.

Die 17 Tafelzeichnungen sind im Text teilweise besprochen und ohne Zweifel für den Unterricht von großem Wert, da sie genaue Maßzeichnungen ausgeführter Maschinen von bekannten Turbinenfirmen enthalten; sie dürften, da es zum Teil neuere Ausführungen sind, auch für den Fachmann Interesse besitzen.

Das Buch ist schön ausgestattet; die Abbildungen und Zeichnungen sind tadellos wiedergegeben.

Dipl.-Ing. Carl Büchele.

Die Maschinenfabrik R. Wolf, Magdeburg-Buckau 1862 bis 1912. Die Lebensgeschichte des Begründers, die Entwicklung der Werke und ihr heutiger Stand. Aus Anlaß des 50jährigen Bestehens herausgegeben von C. Matschoß. Im Kommissionsverlage von Julius Springer, Berlin. 162 S. 4⁰ mit zahlreichen Figuren. Preis 8 *M*.

Die deutsche Industrie steht im Zeichen der Jubiläen. In allen Teilen Deutschlands geben sie Anlaß zu Festschriften, die den Freunden der Firmen von der ruhmvollen Entwicklung des Werkes Kunde bringen sollen. Leider erfüllen diese Schriften ihren Zweck häufig recht unvollkommen. Es entstehen mit zahlreichen Tafeln in Mehrfarbendruck reich ausgestattete Prachtwerke von oft riesenhaftem Format, um ein recht glanzvolles Bild von der Bedeutung der Herausgeberin zu geben. Glanzvoll ist dieses Bild wohl, aber häufig auch nur blendend, die schimmernde Außenseite eines großen Unternehmens zeigend. Von den oft sehr bescheidenen Anfängen, von den Schwierigkeiten der Entwicklung im Wechsel der Wirtschaftslagen, von der zähen rastlosen Arbeit der Gründer und ihrer Mitarbeiter ist oft wenig zu lesen. Das ist sehr bedauerlich; denn ein solcher festlicher Anlaß könnte sehr wohl Werke zeitigen, die für die technisch-geschichtliche Erkenntnis viel wertvoller wären als die riesigen Prachtalben, die nach einmaligem Durchblättern wieder aus der Hand gelegt und vergessen werden.

Eine rühmliche Ausnahme bildet das Werk von C. Matschoß, das die Lebensarbeit R. Wolfs, die Entwicklung seiner Konstruktionen und seiner Fabrikanlagen schildert.

Im einleitenden Abschnitte wird in knappen Linien die Entwicklung des Magdeburger Maschinenbaues bis zu den 30er Jahren des 19ten Jahrhunderts umrissen: die Arbeiten Ottos von Guericke, die Gründung der Fürstlich Stolbergschen Maschinenfabrik, der Maschinenfabrik Buckau, der Ausbau der Elbdampferflotte, der Bau der Eisenbahnverbindungen sind einzelne Etappen auf diesem Wege.

Es war dies die Umwelt, in der R. Wolf heranwuchs, dessen Lebensgang[1]) im nächsten Abschnitte sehr reizvoll und lebendig geschildert wird. Die $2^1/_2$jährige Lehrzeit in der »Alten Bude« in Magdeburg, die Schülerjahre auf der Provinzialgewerbeschule in Halberstadt, die ersten beruflichen Arbeiten bei Wöhlert in Berlin und bei Kuhn in Stuttgart ziehen in sorgfältig ausgeführten Bildern an uns vorüber, für die fesselnde Schilderungen der Verhältnisse im technischen Schulwesen und im deutschen Maschinenbau jener Tage den Rahmen bilden. Persönliche Mitteilungen und Tagebuchnotizen R. Wolfs bilden hierfür und für die folgende Darstellung der Gründung und Entwicklung der eigenen Fabrik die zuverlässige Grundlage.

Die nächsten Abschnitte behandeln die Entwicklung der Lokomobile[2]), der landwirtschaftlichen Maschinen und andrer Erzeugnisse, wie Dampfmaschinen, Dampfkessel, Schiffschrauben, Tiefbohranlagen u. a. Immer wieder läßt der Verfasser Streiflichter auf die allgemeine technische Entwicklung der einzelnen Gebiete fallen, so daß der Leser den Ueberblick über die Stellung der einzelnen Konstruktionen im Rahmen der Gesamtentwicklung der betreffenden Bauarten gewinnt.

Wie in diesem Teile, so bilden auch im folgenden, der die Entwicklung der Fabrikanlagen behandelt, flotte Federskizzen und klare Zeichnungen eine wirkungsvolle Ergänzung des Textes.

Der Abschnitt »Entwicklung der Gesamtorganisation« umfaßt die kaufmännische Abteilung, das Vertreterwesen, die technische und die Betriebs-Abteilung, die Organisation der Werkstätten, Beamte und Arbeiter sowie die Lehrlingsausbildung. Der Schlußabsatz ist den sozialen Einrichtungen gewidmet.

Die Arbeit hat dauernden Wert für die technische Geschichtsforschung. Der Verfasser hat die sehr umfangreichen tatsächlichen Unterlagen wissenschaftlich verarbeitet und dem Leser dadurch den Ueberblick über die vielen technischen und statistischen Einzelheiten erleichtert, er hat die persönlichen Mitteilungen und Erinnerungen R. Wolfs und seiner Mitarbeiter verständnisvoll benutzt und damit seiner fesselnden Darstellung erhöhte Anschaulichkeit und Plastik verliehen, er hat schließlich das Bild des Werdens dieses einen Werkes in den Rahmen der geschichtlichen Gesamtentwicklung der Zeit und dieses Zweiges der deutschen Industrie eingefügt und so ein abgerundetes Ganzes geschaffen, das sicherlich zu ähnlichen Arbeiten auf diesem Gebiete der technischen Geschichtschreibung anregen wird.

Ein lebensvolles Bild R. Wolfs und meisterhafte Ansichten aus dem Betriebe von der Hand Artur Kampfs, Federzeichnungen von Wilma Matschoß und H. Fankbaenel und ausgezeichnete Autotypien von Boehme & Co. nach den von W. Titzenthaler sehr geschickt aufgenommenen Lichtbildern aus den Werkstätten schmücken das von A. Wohlfeld drucktechnisch vorzüglich hergestellte, mit erlesenem Geschmack ausgestatte Buch.

Jungwirth.

Brücken in Eisenbeton. Ein Leitfaden für Schule und Praxis. I. Teil: Platten- und Balkenbrücken. Von C. Kersten. 3. Aufl. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 236 S. mit 640 Fig. Preis 6,20 *M*.

Die neue Auflage ist durch die Erweiterung der die praktische Ausführung behandelnden Abschnitte und die Vermehrung der Bilder bedeutend umfangreicher als die zweite geworden. Neu aufgenommen ist ein Abschnitt über die Plattenbrücken mit einbetonierten Walzträgern, die von den Eisenbahnverwaltungen vor rein eisernen Ueberbauten mehr und mehr den Vorzug erhalten. Völlig umgearbeitet sind die Abschnitte über die gewöhnlichen Balkenbrücken mit oben liegender Fahrbahn, ebenso die Abschnitte über die Rahmenträger, die Gerber-Balken und kontinuierlichen Träger. Der Wert des Buches könnte sicherlich noch erhöht werden, wenn bei den statisch unbestimmten Trägerarten kurz die Endformeln der wichtigsten Größen in den einfachen Belastungsfällen angegeben würden.

Papier, Abbildungen und Druck sind, wie von dem bekannten Verlage zu erwarten, gut. Das Buch ist sehr zu empfehlen.

Schleusner.

Trempe, recuit, cémentation et conditions d'emploi des aciers. Von L. Grenet. Paris, Ch. Béranger. 495 S. Preis 16 Fr.

Der erste Teil des Buches vermittelt die für die Anwendung und Wärmebehandlung der Stähle dienlichen Vorkenntnisse und behandelt hier die Materialprüfungsverfahren, das System Eisen-Kohlenstoff, eine von dem Verfasser herrührende Einteilung der Stähle nach den Temperaturen ihrer Volumenänderung und die allgemeinen Wirkungen der Wärmebehandlung. Der zweite Teil gibt im einzelnen die Verfahren der Wärmebehandlung und Zementation mit ihren Wirkungen wieder. Der dritte und der vierte Teil besprechen die Auswahl der Stahlsorten und die Eigenschaften einer großen Reihe einzelner Stähle verschiedener Legierung. Der kurze fünfte Teil behandelt abrißweise Stahlformguß und Temperguß.

Die im allgemeinen Teil entwickelte Theorie des Verfassers, die auf die bei verschiedenen Temperaturen eintre-

[1]) Eine ausführliche Lebensbeschreibung R. Wolfs wird im IV. Bande des vom Verein deutscher Ingenieure herausgegebenen Jahrbuches »Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie« veröffentlicht werden.

[2]) Vergl. Z. 1906 S. 313 u. f.

tende Volumenänderung der Stähle begründet ist, fordert zum Widerspruch heraus. Mit der Dilatation sind ganz verschiedene Wirkungen auf die Eigenschaften der Stähle verbunden, je nachdem, ob sie durch Perlit- oder durch Martensit-Bildung hervorgerufen ist. Der Verfasser macht aber aus systematischen Gründen dazwischen keinen Unterschied. Man wird sich daher seiner so einfach erscheinenden Klassifikation vorläufig nicht anschließen können und die folgerichtige Durchführung seines Einteilungsgrundsatzes durch alle Teile des Buches sogar als störend empfinden. Jedoch wird durch diesen Einwand der Wert des in den theoretischen Teilen enthaltenen Tatsachenmateriales und der mit übersichtlicher Kürze gegebenen Begriffserklärungen nicht gemindert. In höherem Maße noch dürften die praktischen Teile des Buches Interesse finden. Hier sind zahlreiche Angaben über Zusammensetzung, Wärmebehandlung und Eigenschaften einzelner Stähle zusammengestellt. Wir haben zwar in deutscher Sprache reichhaltigere Veröffentlichungen. Immerhin gibt es nur wenige Werke über den gleichen Gegenstand. Auch schöpft der Verfasser seine Mitteilungen augenscheinlich aus eigener praktischer Erfahrung. H. Hanemann.

Statische Tabellen, Belastungsangaben und Formeln zur Aufstellung von Berechnungen für Baukonstruktionen. 4. Aufl. Von Fr. Boerner. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 259 S. mit 357 Fig. Preis 4,20 *M*.

Die Absicht des Verfassers, dem Ingenieur möglichst alle Angaben, die er für statische Berechnungen gebraucht, an einer Stelle vereinigt zu geben, hat dazu geführt, in dieser Auflage die wichtigsten Zahlentafeln und Formeln der Mathematik aufzunehmen. Dagegen sind die Vorschriften und Formeln für die Berechnung von Massivkonstruktionen fortgefallen und als selbständiges Heft erschienen, was dem oben aufgestellten Grundsatze des Verfassers widerspricht; bei einer neuen Auflage wäre die Wiederaufnahme dieses Abschnittes also sehr wünschenswert. Bedeutend erweitert — der Wichtigkeit des Gegenstandes entsprechend — ist der Abschnitt »Druckfestigkeit« durch Aufnahme der Knickformeln von Tetmajer und Ostenfeld. Neu hinzugekommen ist ein Anhang mit Angaben über Abmessung und Tragfähigkeit von Kranen. Infolge der Erweiterung der Tabellen und Berücksichtigung der neuesten Verfügungen wird das Buch allen denen, die statische Berechnungen aufzustellen oder nachzuprüfen haben, eine wertvolle Unterstützung bieten.

Schleusner.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Materialien für das wirtschafts-wissenschaftliche Studium. 2. Band: Effektenbörsen. Von R. Passow. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 148 S. Preis 2,40 *M*.

Kleine Handelskunde. In enger Verbindung mit Mustern und Aufgaben für den schriftlichen Geschäftsverkehr des Kaufmanns für die Hand des Schülers bearbeitet von Ph. Ebeling. Mit einem Anhange: Abriß der Bürgerkunde von Dr. P. Eckardt. Ausgabe A (für Preußen) und B. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. rd. 450 S. Preis jeder Ausgabe 2,20 *M*.

Starkstromtechnik. Handbuch für Elektrotechniker. 2. Aufl. Von E. v. Rziha und J. Seidener. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 1299 S mit 1239 Fig. Preis 20 *M*.

Die Kunststeine. Eine Schilderung der Darstellung künstlicher Steinmassen, der Rohstoffe, Geräte und Maschinen. 2. Aufl. Von S. Lehner. Wien und Leipzig 1912, A. Hartlebens Verlag. 384 S. mit 72 Fig. Preis 6 *M*.

Die Grundlagen der deutschen Material- und Bauvorschriften für Dampfkessel. Von R. Baumann. Mit einem Vorwort von C. v. Bach. Berlin 1912, Julius Springer. 131 S. mit 38 Fig. Preis 2,80 *M*.

Die Entwicklung und die Bestrebungen der Materialprüfung. Vortrag, gehalten am 9. März 1912 im Oesterreichischen Verband für die Materialprüfungen der Technik. Von Dr. A. Leon. Wien 1912, Verlag des Oesterr. Verbandes für die Materialprüfungen der Technik. 78 S.

Die Materialprüfungsmethoden. Vortrag, gehalten am 16. Januar 1912 im Oesterreichischen Verband des Vereines deutscher Ingenieure von Dr. A. Leon. Herausgegeben von der Schriftleitung der »Rundschau für Technik und Wirtschaft«. 29 S. Druck von H. Mercy Sohn in Prag.

Vorträge des Vereines zur Verbreitung naturwissenschaftlicher Kenntnisse in Wien. 51. Jahrgang. Heft 13: Das Materialprüfungswesen. Vortrag gehalten den 8. März 1911 von Dr. A. Leon. Wien 1911, im Selbstverlage des Vereines. 31 S. mit 16 Fig.

Grundriß des sozialen Rechts. I. Band: Grundriß des sozialen Versicherungsrechts. Systematische Dartellung auf Grund der Reichsversicherungsordnung und des Versicherungsgesetzes für Angestellte. Von Dr. W. Kaskel und Dr. Fr. Sitzler. Berlin 1912, Julius Springer. 484 S. Preis geh. 9 *M*.

14. Mitteilung aus dem mechanisch-technischen Laboratorium der K. K. Technischen Hochschule in Wien. Ueber die Zerstörungen in tunnelartig gelochten Gesteinen. II Teil. Von A. Leon und F. Willheim. Wien 1912, Lehmann & Wentzel G. m. b. H. 16 S. mit 11 Fig. und 1 Tafel. Preis 1 *M*.

13. Mitteilung aus dem mechanisch-technischen Laboratorium der K. K. Technischen Hochschule in Wien. Ueber den Einfluß der Feuchtigkeit auf die dynamische Biegearbeit von Eschenholz. Von Dr. A. Leon. Wien 1912, Lehmann & Wentzel (Paul Krebs). 28 S. Preis 1 *M*.

Vorträge des Vereines zur Verbreitung naturwissenschaftlicher Kenntnisse in Wien. 52. Jahrgang. Heft 6: Die Festigkeit und Wetterbeständigkeit der natürlichen Gesteine. Von Dr. A. Leon. Wien 1912, im Selbstverlage des Vereines. In Kommission bei W. Braumüller & Sohn. 36 S. mit 8 Fig. und 5 Tafeln.

Sprachenpflege System August Scherl. Serie D. 3. Französisch. Die kleine Fadette. (La petite Fadette.) Von G. Sand. Druck und Verlag von August Scherl in Berlin. 111 S. Preis 50 *ℌ*.

Desgl. Serie E. 3. Englisch. Nacht und Morgen. (Night and Morning.) Von E. Bulwer Lytton. 2. Forts. Druck und Verlag von August Scherl in Berlin. 111 S. Preis 50 *ℌ*.

Maschinentechnisches Lexikon. Von F. Kagerer. 19. bis 22. Lieferung. (»Krane« bis »Mattbeizen«). Wien, Druckerei- und Verlags-A.-G. vorm. R. v. Waldheim, Jos. Eberle & Co. S. 593 bis 720 mit zahlreichen Figuren. Preis der Lieferung 70 *ℌ*.

Die Wechselstromtechnik. V. Band. 2. Teil: Die Wechselstromkommutatormaschinen. Ihre Theorie, Berechnung, Konstruktion und Arbeitsweise. Von Dr.-Ing. E. Arnold, J. C. la Cour und A. Fraenkel. Berlin 1912, Julius Springer. 659 S. mit 400 Fig., 8 Tafeln und dem Bildnis E. Arnolds. Preis 20 *M*.

Kartelle, Gewerkschaften und Genossenschaften nach ihrem inneren Zusammenhang im Wirtschaftsleben. Versuch einer theoretischen Grundlegung der Koalitionsbewegung. Von E. Rothschild. Berlin 1912, Julius Springer. 143 S. Preis 4,80 *M*.

Lehrbuch der drahtlosen Telegraphie und Telephonie. 2. Auflage. Allgemein verständlich und mit besonderer Berücksichtigung der Praxis. Von Fr. Anderle. Leipzig und Wien 1912, Franz Deuticke. 335 S. mit 249 Fig. Preis 8 *M*.

Die Organisation eines Fabrikkontores. Lehr- und Nachschlagebuch. 2. Auflage. Von R. Hiemann. Leipzig 1912, Carl Ernst Poeschel. 193 S. mit 78 Figuren und Formular-Vorlagen. Preis 4,50 *M*.

Technische Thermodynamik. 2. Auflage der »Technischen Wärmemechanik«. 1. Band: Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen. Von Dipl.-Ing. W. Schüle. Berlin 1912, Julius Springer. 537 S. mit 223 Fig. und 7 Tafeln. Preis 12,80 *M*.

Die Elektrizität und ihre Anwendung im Eisenbahn-, Telegraphen- und elektrischen Sicherungsdienst. Von E. Gollmer und E. Burock. Halle a. S. 1912, Wilhelm Knapp. 100 S. mit 60 Fig. Preis 3.60 *M*.

Estrichgipsfußböden. Was ist beim Vergeben, der Ausführung und der Abnahme zu beachten? Leitsätze aufgestellt vom Deutschen Gipsverein E. V. Berlin 1911, Verlag der Tonindustrie-Zeitung. 5 S. Preis 25 *ℌ*.

Bau und Betrieb von Prall-Luftschiffen. II. Teil: Allgemeine Darstellung des Entwurfes und der Konstruktion. Von R. Basenach. Frankfurt a. M. und Leipzig 1912, Fr. Benjamin Auffarth. 117 S. mit 80 Fig. Preis 3 *M*.

Wirtschaftsgeographie mit eingehender Berücksichtigung Deutschlands. Von Dr. Ch. Gruber und Dr. H. Reinle. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 257 S. mit 2 Karten. Preis 2,40 *M*.

Gewerbepolizeiliche Vorschriften für die Errichtung und den Betrieb gewerblicher Anlagen. Ein Ratgeber für Fabrikanten, Betriebsleiter und Meister. Von Dr. A. Bender. Berlin 1912, Julius Springer. 118 S. mit 4 Fig. Preis 1,80 ℳ.

Deutsches Kartellrecht. I. Band: Die rechtliche Organisation der Kartelle. Von Dr. J. Flechtheim. Mannheim/Leipzig 1912, J. Bensheimer. 214 S. Preis 5 ℳ.

Festschrift zum 50jährigen Bestehen der Schreederschen Papierfabrik (Sieler & Vogel) in Golzern 1862 bis 1912. 95 S. mit zahlreichen Figuren.

Die Dampfwirtschaft in der Zuckerfabrik. 2. Auflage. Von K. Abraham. Magdeburg 1912, Schallehn & Wollbrück. 175 S. Preis 6 ℳ.

Zukünftige Flugtechnik. Von E Kreiß. Hamburg 1912, Selbstverlag der Firma Eugen Kreiß. 15 S. mit dem Faksimile zweier bedeutsamer Briefe von O. Lilienthal an den Verfasser. Preis 1 ℳ.

Die deutschen Techniker. Ihre Lebens-, Ausbildungs- und Arbeitsverhältnisse. Im Auftrage des Deutschen Techniker-Verbandes und auf Grund einer Erhebung unter dessen Mitgliedern bearbeitet von Dr. A. Günther. Leipzig 1912, Duncker & Humblot. 244 S. Text und 75 S. Tabellen. Preis 12 ℳ.

Vorschrift zur einheitlichen Gipsprüfung. Angenommen auf der 13. Hauptversammlung des Deutschen Gipsvereines E. V. am 15. Februar 1911. Berlin 1912, Verlag der Tonindustrie-Zeitung. 4 S. mit 17 Fig. Preis 25 ₰.

Einführung in die Statistik. Von E. Müller. München und Leipzig 1912, Duncker & Humblot. 46 S. mit 2 graphischen Darstellungen im Text und einer farbigen statistischen Karte. Preis 1,50 ℳ.

Entwicklungstendenzen der Weltwirtschaft. 1. Band: Planmäßige Einwirkungen auf die Weltwirtschaft. Von Dr. S. Schilder. Berlin 1912, Franz Siemenroth. 393 S. Preis 9 ℳ.

Die Betriebsleitung, insbesondere der Werkstätten. Autorisierte deutsche Ausgabe der Schrift »Shop management« von F. W. Taylor. Von A. Wallichs. 2. vermehrte Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. 137 S. mit 15 Figuren und 2 Zahlentafeln. Preis 6 ℳ.

Allgemeine Elektrotechnik. Hochschulvorlesungen von P. Janet. Autorisierte deutsche Bearbeitung von F. Süchting und E. Riecke. I. Band: Grundlagen, Gleichströme, bearbeitet von F. Süchting. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 269 S. mit 180 Fig. Preis geh. 6 ℳ.

Technische Infinitesimalrechnung (Differential- und Integralrechnung) mit besonderer Berücksichtigung der Anwendungen. Von Dr. F. Ebner. Berlin 1912, Otto Salle. 172 S. mit 45 Fig. Preis 2,40 ℳ.

Die Berechnung chemischer Affinitäten nach dem Nernstschen Wärmetheorem. Mit einem Vorwort von W. Nernst. Von Dr. F. Pollitzer. Stuttgart 1912, Ferdinand Enke. 169 S. Preis 3,60 ℳ.

Sonderausgabe aus der Sammlung chemischer und chemisch-technischer Vorträge.

Der moderne Schiffbau. Von G. Neudeck, B. Schulz und Dr. R. Blochmann. I. Teil: Geschichtliche Entwicklung des Schiffes. Theoretischer und praktischer Schiffbau. Von G. Neudeck. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 278 S. mit 186 Figuren, 11 Tafeln, sowie zahlreichen Tabellen und Vermessungvorschriften. Preis 8 ℳ.

Sammlung wasserwirtschaftlicher Schriften. Band 5: Das Schiffahrtsabgabengesetz vom 24. Dezember 1911. Von F. Geigel. Halle a. S. 1912, Wilhelm Knapp. 107 S. mit 5 Kartenskizzen und 9 Tabellen im Anhang. Preis 5,80 ℳ.

Naturwissenschaftlich-Technische Volksbücherei. Leipzig 1912, Theod. Thomas Verlag. Nr. 30/33: Insektenschädlinge unserer Heimat. Von C. Stephan. 176 S. mit 134 Fig. Preis 80 ₰.

Desgl. Nr. 34/35: Heizung und Heizungsanlagen. Von K. Radunz. 106 S. mit 23 Fig. Preis 40 ₰.

Desgl. Nr. 37/38: Der Luftverkehr. Von Dr. K. Schreber. 106 S. mit 26 Fig. Preis 40 ₰.

Desgl. Nr. 40/43: Die Wärmemotoren. Eine für weitere Kreise berechnete Darstellung der Entwicklung und des Wesens unserer wichtigsten Kraftmaschinen. Von Prof. Hummel. 205 S. mit 25 Fig. Preis 80 ₰.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen. 371. Bändchen. Einleitung in die Experimentalphysik. Gleichgewicht und Bewegung. Von R. Börnstein. Berlin und Leipzig 1912, B. G. Teubner. 118 S. mit 90 Fig. Preis 1,25 ℳ.

Der Eisenbahn-Oberbau und seine Erhaltung. 2. Auflage. Bearbeitet von Dipl.-Ing. A. Birk. Herausgegeben von E. Burok. Wien und Leipzig 1911, Carl Fromme. 172 S. mit 131 Fig. Preis 5 ℳ.

Das Relativitätsprinzip. Eine Einführung in die Theorie. Von A. Brill. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 28 S. Preis 1,20 ℳ.

Sonderabdruck aus dem XXI. Bande des Jahresberichtes der Deutschen Mathematiker-Vereinigung.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Fördermaschinen mit Antrieb durch Drehstrom-Kommutatormotoren. Von Janzen. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Aug. 12 S. 469/76*) Die Vorteile und Nachteile der Leonardschaltung. Bedeutung des Drehstrom-Reihenschlußmotors für den Antrieb von Fördermaschinen. Regelung der Umlaufzahl. Umsteuern und Bremsen. Arbeitsverbrauch des asynchronen und Reihenschlußmotors beim Förderbetrieb. Schluß folgt.

Versuche mit Druckluftstrahlapparaten und Ventilatoren zur Sonderbewetterung. Von Dobbelstein. (Glückauf 10. Aug. 12 S. 1277/85*) Bau und Wirkungsweise der Mantelstrahlvorrichtung von Altena, des Turbon-Ventilators der Turbonventilatoren-Gesellschaft m. b. H. und des Elektra-Ventilators der Elektra-Dampfmaschinen-G. m. b. H. Vergleichende Versuche. Wirtschaftlichkeit.

Dampfkraftanlagen.

Ueber die wissenschaftliche Verwertung der Ergebnisse von Verdampfungsversuchen zur Aufstellung von Wärmebilanzen. Von Hassenstein. (Z. Dampfk. Maschbtr. 9. Aug. 12 S. 333/36*) Eine allgemeine Gleichung für den Wärmeumsatz in einer Dampfkesselanlage einschließlich Ueberhitzers und Vorwärmers wird aufgestellt, indem man nach dem Grundsatz von der Erhaltung der Energie die zu- und abgeführten Mengen an freier und physikalisch oder chemisch gebundener Wärme gleichsetzt. Forts. folgt.

Rotierende Maschinen System Wittig. (Z. Dampfk. Maschbtr. 9. Aug. 12 S. 336/37*) Versuche an einem Wittig-Kompressor für 3 bis 3,5 at, einer Versuchsdampfmaschine von 10 PS und einem Wittig-Gebläse.

Die Ljungström-Dampfturbine. Von Hoefer. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 10. Aug. 12 S. 345/50*) Dampfverbrauch-Versuche an gegenläufigen Ljungström-Turbinen und Turbinen andrer Bauart. Versuche an einem gegenläufigen Ljungström-Turbogenerator von 1000 KW bei veränderlicher Belastung.

Remarques sur la théorie des turbomachines. Von Tison. (Rev. Méc. Juni 12 S. 536/52*) Entwicklung der Theorie der unendlich kleinen Kanäle. Vergleich mit praktischen Ergebnissen. Ermittlung von Formeln für den praktischen Gebrauch.

L'amélioration du rendement des turbines à vapeur par l'emploi des disques d'échappement. Von Delaporte. (Rev. Méc. Juni 12 S. 517/24*) Einbau und Wirkungsweise des besondern Austritt-Schaufelkranzes. Versuche an einer 3000 pferdigen Dampfturbine.

Eisenbahnwesen.

The Institution of Mechanical Engineers. Forts. (Engng. 9. Aug. 12 S. 190/92*) Meinungsaustausch über die Aufsätze von Adamson: »The durability of wire ropes«, von Wicksteed: »Reciprocating straight-blade sawing machines« (s. weiter unten) und von Pegg: »The commercial utilisation of peat for power purposes«.

Les chemins de fer du Brésil. Von Wiener. Schluß. (Rev. gén. Chem de Fer Aug. 12 S. 91/110*) Betriebsergebnisse. Fahrpreise für den Personen- und Güterverkehr. Entwicklung der Flußschiffahrt.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Gemeinnützige elektrische Großbetriebe Rheinlands und Westfalens. Die Bahnen in und um Köln. Von Krüger. Schluß. (ETZ 8. Aug. 12 S. 819/22*) Städtische Vorortbahnen.

Wechselstromlokomotiven der Siemens-Schuckert-werke für Vollbahnen. Von Kleinow. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Aug. 12 S. 461/69*) Entwicklung der Lokomotiven für Vollbahnen. 2 B 1-Schnellzuglokomotive der Preußischen Staatsbahnen mit Antrieb durch einen Einphasen-Reihenschluß-Kommutatormotor mit Wendefeldern. Der Strom wird durch Scherenstromabnehmer abgenommen. Transformatoren. Fahrschalter. Schaltplan. Forts. folgt.

Wheel and journal maintenance on New York subway. (El. Railw. Journ. 27. Juli 12 S. 118/21*) Ueberwachung der Räder mittels Schablonen für den Kranzumriß. Nacharbeiten der Räder. Schmierung der Lager. Erfahrungen über das Heißlaufen.

Umbau des Bahnhofes Zehlendorf-Mitte bei Berlin. Von Müller. (Verk. Woche 10. Aug. 12 S. 1013/18*) Der Umbau des Bahnhofes ermöglicht den Verkehr von Zügen zwischen Zehlendorf-Mitte und Berlin auf der Fernbahnstrecke, so daß die Wannseebahn entlastet wird.

Eisenhüttenwesen.

The New Port Henry blast furnace. Von Roberts. (Iron Age 1. Aug. 12 S. 243*) Bei dem 28 m hohen Hochofen ist das untere Drittel des Schachtes mit dünnen, der obere Teil mit dicken Wandungen ausgeführt. Querschnittzeichnung.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Beiträge zur Berechnung von Bogendächern. Von Kögler. (Eisenbau Aug. 12 S 283/92*) Biegungslinien für den Dreigelenkbogen. Einflußpläne. Einflußlinien für beliebig gerichtete Lasten.

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln. Von Bernhard. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 17. Aug. 12 S. 1316/20*) S. Zeitschriftenschau vom 6. Juli 12. Forts. folgt.

Eisenbahnbrücke über den Südarm des Sanagastromes in Deutsch-Kamerun. Von Brunner. (Eisenbau Aug. 12 S. 300/07*) S. Zeitschriftenschau vom 10. August 12. Schluß folgt.

Die Bogenbrücke über den St. Croix-Fluß. Von Müllenhoff. (Eisenbau Aug. 12 S. 292/98*) Die eingleisige Brücke besteht aus fünf Dreigelenkbogen von 106,68 m Stützweite und 37,795 m Pfeilhöhe und liegt in einem Gefälle von 1 : 200. Einzelheiten.

Die Risorgimento-Brücke über den Tiber in Rom. Von Marcus. (Arm. Beton Aug. 12 S. 294/303*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 16. Dez. 11. Konstruktive Durchbildung. Ausführung. Belastungsproben. Statische Untersuchung des Gewölbes. Forts. folgt.

Eisenbetonrahmenkonstruktionen. Theorie. Berechnung. Beispiele. Von Schaechterle. Forts. (Beton u. Eisen 5. Aug. 12 S. 285/88*) S. Zeitschriftenschau vom 8. Aug. 12. Forts. folgt.

Versuche mit Eisenbetonstützen. Von Lang. Forts. (Arm. Beton Aug. 12 S. 307/14*) Druckwirkungen bei Voraussetzung reibungsloser Druckplatten und bei dünnwandigen Hohlkörpern. Folgen der Reibung, Bildung von Sprengköpfen. Versuche zur Bestimmung der »wahren« Druckfestigkeit. Druckerscheinungen an sehr dehnbaren Körpern und an wenig dehnbaren Körpern von ungleichartigem Gefüge. Schluß folgt.

Elektrotechnik.

The Deptford generating station. (Engineer 9. Aug. 12 S. 140/43*) Entwicklung des Hauptkraftwerkes der London Electric Supply Corporation in Deptford. Das Werk speist ein Einphasennetz von 10000 V und 85 Per./sk für Beleuchtung, ein Gleichstrom-Dreileiternetz mit 460 und 230 V für Kraft und Licht, ein Dreiphasennetz von 6600 V und 25 Per./sk für Kraft- und Bahnzwecke und ein Einphasennetz von 6600 V und 25 Per./sk zum Betriebe der Brighton-Bahn.

Richtlinien für den Bau großer Elektrizitätswerke mit Dampfbetrieb. Von Klingenberg. Schluß. (ETZ 8. Aug. 12 S. 814/18*) Wirtschaftlichkeit und Betriebskosten.

The hydroelectric station at Gatun spillway. (Eng. Rec. 27. Juli 12 S. 101/02) Das Kraftwerk enthält drei Francisturbinen von 2250 KW Leistung bei 250 Uml./min. Die Dynamomaschinen erzeugen Drehstrom von 2200 V und 25 Per./sk.

The squirrel-cage induction generator. Von Hobart und Knowlton. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 1045/71*) Vor- und Nachteile der Induktionsmaschinen mit Kurzschlußanker gegenüber den Synchronmaschinen. Einzelheiten des Baues. Beispiel für eine vierpolige 7500 KW-Asynchrondynamo.

Freie Schwingungen von Gasdynamos im Parallelbetrieb. Von Schumann. (El. u. Maschinenb. Wien 11. Aug. 12 S. 664/68*) Rechnerische Untersuchung der Schwingungen, die auf das Verhalten der anzusaugenden Gasmenge zurückzuführen sind, für eine Gasturbine mit Dynamo. Uebertragung der Ergebnisse auf Kolbenmaschinen.

Das Schalten großer Gleichstrommotoren ohne Vorschaltwiderstände. Von Trettin. Schluß. (ETZ 8. Aug. 12 S. 822/25*) Von den Mitteln zum Ermäßigen des Anlaßstromes werden die Feldänderung des Motors durch Verbundwicklung und die stetige Spannungsänderung durch mittelbare Einschaltung von Anlaßmaschinen ausführlich besprochen.

Operating characteristics of large turbogenerators. Von Field. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 963/74* mit 3 Taf.) Aufbau der großen Dynamomaschinen für Leistungen bis zu 20000 KW bei 1500 Uml./min. Begrenzung der Wirkung der Kurzschlußströme. Einfluß einer guten Spannungsregelung.

Development of a successful direct-current 2000 KW unipolar generator. Von Lamme. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 975/99*) Die Maschine liefert bei 1200 Uml./min einen Strom von 260 V und 7700 Amp. Die Kollektorringe bestehen aus einer durch Versuche erprobten Bronze, die Bürsten aus Kupfer. Zum Schmieren dient Graphit. Betriebsergebnisse.

The transient reactions of alternators Von Durgin und Whitehead. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 896/920*) Die Verfasser weisen das Bestehen eines vorübergehenden scheinbaren Widerstandes nach, der für jede Wechselstrommaschine kennzeichnend ist. Einfluß auf Stromstärke, Kurzschlußstrom, Drehmoment usw.

Zur Berechnung von Anlaßwiderständen und Motorsicherungen. Von Jasse. (El. u. Maschinenb. Wien 11. Aug. 12 S. 657/63*) Entwicklung von Formeln zum Berechnen der Leiterquerschnitte. Schluß folgt.

The law of corona and dielectric strength of air. Von Peek. Forts. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 1085/1126* mit 13 Taf.) Einfluß der Temperatur und des Luftdruckes sowie der Periodenzahl auf das Spannungsgefälle. Beschaffenheit und Form der positiven und negativen Entladungen. Größe der Leitungsverluste durch Strahlung.

The convection and conduction of heat in gases. Von Langmuir. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 1011/22*) Die Ansicht des Verfassers, daß die Wärmeverluste eines heißen Drahtes auf Fortleitung durch eine den Draht umgebende ruhende Luftschicht beruhen, wird durch Versuche bestätigt. Berechnung der Leistung, durch die die Temperatur eines solchen Drahtes dauernd gleichmäßig erhalten wird.

Verlegung von Unterwasserkabeln im Hamburger Hafen. Von Wundram. (ETZ 8. Aug. 12 S. 811/13*) Mitteilungen über die Verlegung von Starkstromkabeln mit Schiffen und mit Hülfe einer von Ufer zu Ufer gezogenen Stahltrosse im Hansahafen, Köhlbrand und Reiherstieg. Herstellung der Baggerrinne für die Aufnahme der Kabel. Nachprüfen der Kabellage.

Erd- und Wasserbau.

Les travaux du port de Valence (Espagne). Construction des nouvelles digues. (Génie civ. 10. Aug. 12 S. 293/96* mit 1 Taf.) Gründung der Nord- und Süd-Hafenmauern von 1089 bezw. 830 m Länge. Grundriß und Schnitt der eisernen Senkkasten.

Construction of dry dock No. 4 Brooklyn navy yard. Von Rinker. (Eng. News 25. Juli 12 S. 141/48*) Entwicklungsgeschichte der Pläne. Das Trockendock ist 221 m lang, oben 42,55 m und unten 33,5 m breit. Gründung auf Senkkasten. Verschlußtor. Die Pumpanlage enthält 3 Kreiselpumpen mit senkrecht stehenden Achsen und Saugrohren von 1,37 m Dmr., ferner 3 kleinere Pumpen von 38 und 5 cm Dmr.

Der Elbtunnel in Hamburg und sein Bau. Von Stockhausen. (Z. Ver. deutsch. Ing. 17. Aug. 12 S. 1301/11 mit 2 Taf.) Der für den Wagen- und Fußgängerverkehr gebaute Tunnel unter dem 400 m breiten Strome verbindet den Stadtteil St. Pauli mit den Industrie- und Hafengebieten Steinwärder und Kuhwärder. Die beiden Tunnelröhren von 2,7 m innerem Halbmesser und 448,5 m Länge verlaufen an beiden Enden je 20 m wagerecht, dann je 150 m im Gefäll 1 : 100 und im übrigen auf 108,5 m wieder wagerecht. Die Wagen und Fußgänger werden durch 6 elektrisch betriebene Aufzüge von 2,4 bis 10 t in je 2 senkrechten Schächten an den beiden Enden des Tunnels herunter- und hinaufbefördert. Tunnelbau. Forts. folgt.

Gasindustrie.

Neuere Gaserzeuger mit selbsttätiger Entschlackung. Von Hermanns. Schluß. (Dingler 10. Aug. 12 S. 503/08*) Hilger-Drehrostgaserzeuger. Durchsatzmengen für verschiedene Brennstoffe und verschiedene Schachtdurchmesser. Vergasungsversuche im Stahlwerk Mannheim in Rheinau. Drehrostgaserzeuger von Rehmann sowie von Höller und Baugert.

Gesundheitsingenieurwesen.

Eisenbetonumschnürte Steinzeugröhren großer Lichtweiten als Ersatz für Kanäle aus Stampfbeton oder Mauerwerk. Von Schmidt. (Deutsche Bauz. 10. Aug. 12 Beil. S. 117/20) S. Zeitschriftenschau vom 12. Febr. 12.

Statistik über den technischen Energiebedarf in neueren Krankenanstalten. Von Dietz. (Gesundhtsing. 10. Aug. 12 S. 637/45) Größter Wärmebedarf für Heizung, Lüftung, Warmwasserbereitung und Gerätebetrieb, sowie Kosten der technischen Anlagen in neueren Krankenhäusern. Schluß folgt.

Gießerei.

Chilling and hardening cast iron. Von West. (Am. Mach. 10. Aug. 12 S. 100/03*) Darstellung eines Verfahrens zum Abschrecken der inneren Wände eines hohlen Gußstückes.

Hochbau.

Die neue Fabrikanlage der Leipziger chromographischen Druck- und Verlagsanstalt Meißner und Buch. (Arm. Beton Aug. 12 S. 303/06*) Das 61 m lange und 22 m tiefe Gebäude ist in Eisenbetonfachwerk, die Geschoßdecken als Hohlsteindecken ausgeführt.

Construction of the Woolworth building. (Eng. Rec. 27. Juli 12 S. 97/100*) Das Gebäude ist 244 m über Straßenoberkante hoch, die Kellersohle liegt 11,3 m unter Straßenoberkante. Die Säulen sind auf Betonpfeilern von kreisförmigem Querschnitt von 2,6 bis 5,65 m Dmr. gegründet. Decken aus Eisenbeton. Die eiserne Tragkonstruktion wiegt 23400 t.

Probebelastungen von Eisenbetondächern mit ein- und doppelseitiger Auskragung. Von Dewitz. (Beton u. Eisen 5. Aug. 12 S. 288/89*) Der größte Binder hat 16 m Spannweite und 9 m Auskragung; die geringen Durchbiegungen gingen bei der Entlastung auf null zurück.

Luftschiffahrt.

The War Office aeroplane competition. (Engng. 9. Aug. 12 S. 193/95*) Zahlentafel über 32 Flugzeuge mit Angaben über die Abmessungen, Gewichte usw. Zeichnungen des Howard Wright-Zweideckers der Coventry Ordnance Works Ltd., des Avroe-Zweideckers von A. V. Roe & Co. und Ansichten des Arrow-Zweideckers von Jakob Lohner & Co.

Der Mars-Eindecker. Von Listemann. (Motorw. 10. Aug. 12 S. 547/49*) Das Flugzeug von 16 m Spannweite, 40 qm Tragfläche und 550 kg Gewicht bei voller Belastung hat eine Geschwindigkeit von 125 km/st erreicht. Grund- und Aufriß.

Zur Frage der automatischen Flugmaschinensteuerung. Von Drexler. Forts. (Motorw. 10. Aug. 12 S. 550/52*) Verfahren der Gebrüder Wright. Pendeleinrichtungen von Ellehammer, Volz, Lobnitz. Forts. folgt.

Versuchseinrichtungen zur Prüfung von Luftschrauben. Von Béjeuhr. Forts. (Dingler 10. Aug. 12 S. 497/501*) Versuche von Wellner und Klingenberg mit Hubschrauben. Versuchsanordnung von Scheit zur Untersuchung einer Luftschraube bei ruhender und strömender Luft. Rundlaufversuche von Langley. Forts folgt.

Materialkunde.

Versuche über den Einfluß der Breite bei Kerbschlagproben. Von Baumann. (Z. Ver. deutsch. Ing. 17. Aug. 12 S. 1311/14*) Die Versuche haben ergeben, daß die Vereinbarungen des Deutschen und des Internationalen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik für den Normalstab bei der Probe abzuändern sind und daß ein schmalerer Normalstab zu wählen ist.

Zugversuche mit Stäben, die Eindrehung besitzen. Von Baumann. (Z. Ver. deutsch. Ing. 17. Aug. 12 S. 1314/16* mit 1 Taf.) Die Eindrehungen an den untersuchten flußeisernen Stäben waren verschieden lang und tief. Formel für die Steigerung der Zugfestigkeit in Abhängigkeit von der Länge und der Tiefe der Eindrehung. Schaubilder der Dehnungs- und Brucherscheinungen.

Electrolytic corrosion of iron by direct current in street soil. Von Ganz. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 1001/10) Versuche über die Gewichtabnahme verschiedener Eisensorten durch Rosten in verschiedenen Bodenarten. Einfluß der einwirkenden Spannung und der Stromstärke, der Oberflächenbeschaffenheit und Art des Eisens.

Die elektrische Leitfähigkeit der Metallegierungen im flüssigen Zustande. Von Bornemann und Rauschenplat. Forts. (Metallurgie 8. Aug. 12 S. 473/86) Vergl. Zeitschriftenschau vom 31. Dez. 1910. Untersuchung der Verbindungen Antimon-Kupfer, Kupfer-Nickel, der Amalgame von Lithium, Natrium, Calcium usw., verschiedener Lösungsmittel (Natrium mit Antimon, Cadmium usw.) und von Schwefelkupfer in flüssigem und festem Zustande.

Einfluß der Würfelgröße auf die Druckfestigkeit von Beton. Von Burchartz. (Arm. Beton Aug. 12 S. 288/91*) Die Druckfestigkeit des Betons nimmt mit zunehmender Würfelgröße ab. Dem gleichen Gesetze folgt auch das Raumgewicht der Probekörper.

Beitrag zur Frage der Biegebalkenprobe für Beton. Versuche mit dem »Reformprüfer« der Firma Buchheim & Heister, Frankfurt a. M. Von Nitzsche. Schluß. (Beton u. Eisen 5. Aug. 12 S 289/96*) Zusammenstellung von Betonprüfungen.

Der Einfluß der Querschnittsabmessungen der Kontrollbalken auf die Betonspannungen beim Bruch. Von Schüle. (Arm. Beton Aug. 12 S. 286/88*) Die Untersuchungen haben ergeben, daß es nicht notwendig ist, sich bei Kontrollbalken an bestimmte Querschnittabmessungen zu halten.

Electrolysis of reinforced concrete. Von Brown. (Eng. News 25. Juli 12 S. 149/53*) Verhütung und Ausbesserung der Schäden, die der elektrische Strom an Eisenbetonbauteilen hervorruft.

Mechanik.

Ueber Schubspannungen. Von Ramisch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 9. Aug. 12 S. 503/06*) Ermittlung der Schubspannung τ_x aus der Schubspannung τ_y. Das Verfahren kann auch auf unsymmetrische Querschnitte angewandt werden.

Meßgeräte und -verfahren.

Einige neue Transmissions-Kraftmesser. Von Amsler. (Z. Ver. deutsch. Ing. 17. Aug. 12 S. 1326/29*) Wirkungsweise und Einrichtung einiger Verdrehungs-, Drucköl- und Pendel-Kraftmesser.

Induktionszähler für einphasigen Wechselstrom Form *WEJ* und *WDJ*, der Firma Hermann Pipersberg jr. in Lüttringhausen im Rheinland. (ETZ 8. Aug. 12 S. 826/27*) Der Zähler für Spannungen bis zu 440 V und Stromstärken von 3 bis 100 Amp in Zweileiteranlagen (Form *WEJ*) und in Dreileiteranlagen (Form *WDJ*) besteht aus einem Induktionsmotor, bei dem zwei Kraftlinienfelder mit 90^0 Phasenverschiebung gegeneinander eine Ankerscheibe drehen.

A tubular electrodynamometer for heary currents. Von Agnew. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 1171/76*) Die feststehende Spule des Gerätes für höchstens 5000 Amp mit und für 1200 Amp ohne Wasserkühlung wird von 2 gleichachsigen Kupferröhren gebildet, zwischen denen sich ein kreisförmiges symmetrisches Feld bildet. Die beiden beweglichen Spulen sind astatisch angeordnet und durch Silberdrähte miteinander verbunden. Empfindlichkeit. Stromverbrauch.

Measuring stray current in underground pipes. Von Hering. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 12 S. 1147/61*) Angaben einiger Schaltungen und Verfahren zum Messen der Erdströme in eisernen Rohren usw.

Metallbearbeitung.

Blacker's parallel mechanical hammer. (Engng. 9. Aug. 12 S. 196*) Der Hammer wird durch Riemen und eine Kurbelscheibe angetrieben und die Stärke der Schläge mit Hülfe eines Fußhebels, der die Uebersetzungshebel beeinflußt, geregelt. Der Hammerkopf wird durch die beiden Arme, an denen er sitzt, parallel geführt.

Manufacturing zinc addresses plates. Von Viall. (Am. Mach. 10. Aug. 12 S. 85/89*) Darstellung zweier Pressen, die in sechs und vier Gängen Zinkplatten von 35 × 88 qmm für Druckstöcke in Massen herstellen.

Reciprocating straight-blade sawing-machines. Von Wicksteed. (Engng. 9. Aug. 12 S. 207/10*) Der Verfasser berichtet über die Entwicklung der Blattsägen mit Hand- und Maschinenbetrieb und befürwortet die Verwendung dieser Sägenart für Metallbearbeitung im Gegensatz zu den Band- und Kreissägen. Ausführungen amerikanischer und englischer Herkunft. Schmierung der Sägen.

Die elektrische Schweißung im Werkstättenbetrieb. Von Strauß. (Dingler 10. Aug. 12 S. 501/08*) Beschreibung von Drahtschweißmaschinen und ihre Anwendung in der Kabel- und Drahtindustrie. Stumpfschweißen. Anwendung für Rahmen- und Kettenfabrikation. Schluß folgt.

Oil burning frame plate furnace. Von Gatewood. (Am. Mach. 10. Aug. 12 S. 104/06*) Schnittzeichnungen des innen rd. 13 m langen und 0,865 m breiten Wärmofens auf der Schiffswerft von Mary Island. Nähere Angaben über die Oelfeuerung.

Making »Cygnet« phonograph horns. (Am. Mach. 10. Aug. 12 S. 96/99*) Herstellung der einzelnen Teile von Schalltrichtern für Phonographen auf Pressen, Pressen der gebogenen Mundstücke und Zusammensetzen der Teile.

Motorwagen und Fahrräder.

Quelques essais spéciaux sur les voitures automobiles. Von Boyer-Guillon. (Rev. Méc. Juli 12 S. 30/56*) Versuche im Laboratorium des Conservatoire National des Arts et Métiers über die Zugkraft in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, über das Verhalten der Untergestelle, Stoßfänger, elastischer Reifen usw.

Schiffs- und Seewesen.

Die Einrichtung des neuen Schwimmdocks der österreichisch-ungarischen Kriegsmarine. Von Dub. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 17. Aug. 12 S. 1320/25*) Einzelheiten der Pumpen. Drehkrane für 2500 kg bei 12,5 m Ausladung mit Antrieb durch einen 22 PS-Hub-, einen 10 PS-Schwenk- und einen 10 PS-Fahrmotor, Dampfspill.

Unfallverhütung.

Safe guarding grinding wheels. Von Jacobs. (Iron Age 1. Aug. 12 S. 229/33*) Beispiele von ungenügenden und verbesserten amerikanischen Schutzvorrichtungen an Schleifrädern.

Die Beschlüsse der Staatenkonferenz zu Washington am 2. Juni 1911 und des XVI. Internationalen Kongresses für gewerblichen Rechtsschutz vom 4. bis 8. Juni 1912 in London.

Die Gesetze über den gewerblichen Rechtsschutz werden demnächst nach Beschlüssen der Internationalen Vereinigung für gewerblichen Rechtsschutz und der Staatenkonferenz in Washington einige Aenderungen erfahren. Deutschland ist der Internationalen Union erst im Jahre 1903 beigetreten, nachdem ihre Satzung am 14. Dezember 1900 zu Brüssel eine neue Fassung erhalten hatte. Da diese Satzung zur zeitweiligen Nachprüfung und Verbesserung verpflichtet und seit 1900 wieder manche Bestimmungen von damals verbesserungsbedürftig geworden waren, so kamen die Vertreter von 21 Unionstaaten und von 19 Nichtunionstaaten im Mai 1911 in Washington zu einer neuen Beratung zusammen.

I. Gebrauchsmuster.

Ueber die Stellung dieses Schutzes zur Unionssatzung herrscht insofern Unklarheit, als man ihn einmal den Patenten, das andremal den gewerblichen Mustern und Modellen zuzählt, demgemäß also 12 Monate oder nur 4 Monate Vorrecht einräumt. Nach dem Washingtoner Beschluß und im Einklang mit den Wünschen der internationalen Vereinigung werden Gebrauchsmuster künftig wie Patente behandelt. Nur wenn der Gegenstand des Gebrauchsmusters ein gewerbliches Muster oder Modell ist, soll das Vorrecht 4 Monate dauern.

II. Ausstellungsschutz.

Nach Artikel 11 der bestehenden Uebereinkunft verpflichten sich die Mitglieder, schutzfähigen Ausstellungsgegenständen einen zeitweiligen Schutz zu gewähren, auch wenn dafür ein Patent oder dergl. noch nicht angemeldet ist. Dazu hatte die deutsche Abordnung in Washington vorgeschlagen, daß den Angehörigen eines Unionstaates zur Anmeldung von Schutztiteln für ausgestellte Gegenstände in allen Unionstaaten ein Sechsmonatvorrecht eingeräumt werde. Ein ähnliches Vorrecht gewährt das deutsche Ausstellungsgesetz vom 18. März 1904. Die Anregung fand jedoch nur wenig Anklang. Großbritannien beantragte sogar, den Artikel 11 zu streichen, den Ausstellungsschutz also ganz aufzuheben. Statt dessen wurde jedoch seine Geltung so erweitert, daß er auch Gebrauchsmuster umfaßt. Der ursprünglich erstrebte umfassende Ausbau des Ausstellungsschutzes unterblieb in Washington. Der Londoner Kongreß dagegen faßte folgende Beschlüsse:

1) Jeder Verbandstaat schützt gemäß seiner Gesetzgebung patentfähige Erfindungen, Gebrauchsmuster, Marken und gewerbliche Muster und Modelle, die auf einer amtlichen oder amtlich anerkannten Ausstellung innerhalb des Staatsgebietes zur Schau gestellt werden. Gebühr dafür darf vor Ablauf eines Jahres seit Hinterlegung des durch Ausstellen des Gegenstandes begründeten Schutzanspruches nicht gefordert werden. Die Pflicht zur Zahlung der Gebühr erlischt, wenn bei Ablauf dieser Frist auf den Schutz verzichtet wird.

2) Die Schaustellung von patentierten Gegenständen während der Dauer einer Ausstellung gilt als Ausführung der Erfindung.

3) Widerrechtlich nachgeahmte Gegenstände dürfen auf dem Ausstellungsgelände beschlagnahmt werden.

III. Konsulargerichtsbarkeit.

Die meisten im Osten niedergelassenen Firmen stehen nach internationalem Abkommen unter Heimatgerichtsbarkeit, welche die Konsuln ausüben. Die Folge hiervon ist, daß mehrere voneinander abweichende Gerichtsbarkeiten am gleichen Orte bestehen. Auch die Befugnisse der einzelnen Konsuln sind oft verschieden. Um dem zu begegnen, haben die einzelnen Länder Sonderabkommen getroffen. Viele von ihnen haben den gewerblichen Rechtsschutz vor den Konsulargerichten sichergestellt, indem sie dem Madrider Abkommen vom $\frac{\text{14. April 1891}}{\text{14. Dezember 1900}}$ beitraten. Diesen ungenügenden Zustand will der Londoner Kongreß mit der Bestimmung beseitigen:

4) Jedes Land, das seinen Angehörigen vor der Konsulargerichtsbarkeit den gewerblichen Rechtsschutz gewährt, ist verpflichtet, dort, wo diese Gerichtsbarkeit besteht, den Angehörigen der Union den gleichen Schutz zu gewähren.

Die Washingtoner Konferenz aber verzichtete auf die Regelung dieser Verhältnisse. Sie billigte zwar den Grundgedanken der vorgeschlagenen Bestimmung, konnte ihn jedoch nicht in eine alle Bedenken ausschließende Fassung bringen.

IV. Patentrecht.

Prioritätsrecht.

Eine der wichtigsten Bestimmungen des Unionsvertrages gewährt demjenigen gewisse Vorrechte, der sein geistiges Eigentum im Auslande durch Schutzanmeldung sichern will, nachdem er dies in irgend einem der Unionstaaten getan hat. Etwa während eines ganzen der Anmeldung folgenden Jahres darf der Erfinder erwägen, ob er auch anderwärts den Schutz braucht. Besorgt er ihn binnen Jahresfrist, so darf er fordern, daß seine Anmeldungen so behandelt werden, wie wenn sie am Tage der ersten Anmeldung eingereicht worden wären. Der Erfinder ist somit 1 Jahr lang davor geschützt, daß sein geistiges Eigentum gegen seinen Willen im Ausland in andre Hände übergeht.

Bei der Handhabung dieser Vorschrift gingen die einzelnen Staaten indes abweichend vor. Es sei hier z. B. darauf verwiesen, daß in manchen Ländern die Erfindung, die geschützt worden ist, oft anders gestaltet ist als diejenige, die ursprünglich angemeldet war, und daß trotzdem als Unterlage für die Anmeldung im Auslande nicht die tatsächlich geschützte, sondern nur die ursprünglich angemeldete Erfindung anerkannt wird. Infolgedessen müssen manchmal Einrichtungen unter Schutz gestellt werden, deren Schutzunfähigkeit dem Anmelder ebenso bekannt ist wie den Patentämtern, welche die wortgetreue Uebereinstimmung der Stammanmeldung und der darauf beruhenden Auslandanmeldungen fordern. Eine Besserung dieser Verhältnisse erstreben die folgenden Beschlüsse des Kongresses:

5) Der Kongreß wünscht für alle Verbandsländer einheitliche Bestimmungen, Grundsätze und Verfahren bei Anwendung der Bestimmungen, namentlich über das Prioritätsrecht, damit alle Angehörigen der verschiedenen Länder gleich behandelt werden.

6) Der Kongreß spricht den Wunsch aus, daß beim Austausch der Staatsurkunden über die Beschlüsse zu Washington folgende von der Unterkommission der Washingtoner Konferenz vorgeschlagene Bestimmungen genehmigt werden:

a) Die Dauer des mit Prioritätsrecht erlangten Patentes soll nicht durch die Stammanmeldung bestimmt werden.

b) Wenn für eine Erfindung während der Prioritätsfrist mehrere Patent- oder Zusatzpatentanmeldungen oder certificats d'additions eingereicht worden sind, so sollen alle diese Anmeldungen in jedem andern Unionstaate zu einer einzigen Anmeldung vereinigt werden können. Jedoch soll die Prioritätsfrist für jeden Bestandteil dieser Anmeldung mit dem Tage seiner ersten Einreichung beginnen. Der gleiche Zeitpunkt soll bei diesen Anmeldungen für die Dauer des Patentes gelten.

Annähernd gleichartige Beschlüsse hatte schon der Berliner internationale Kongreß von 1904 gefaßt und dabei unterschieden zwischen dem Tage, mit dem ein Heimats- bezw. Stammpatent beginnt, und dem Tage, von dem an das daraufhin mit Prioritätsanspruch angemeldete Auslandspatent zählt. Man wollte, daß der Schutz für jedes Land mit dem Tage der Anmeldung daselbst beginnen soll, weil sonst die Auslandspatente um beinahe 1 Jahr kürzer laufen würden als das Stammpatent; denn um soviel wird in der Regel im Auslande später angemeldet als in der Heimat.

Ueberdies beachtete man damals schon, daß eine neue Erfindung, bis sie marktfähig geworden ist, oft eine Anzahl neuer Patentanmeldungen oder Zusatzanmeldungen nötig macht, die den Erfinder schon in der Heimat belasten, und daß diese Last unerträglich wäre, wenn zur Erlangung des Auslandschutzes in jedem Staat ebensoviele Einzelanmeldungen nötig wären.

Dem sollte damit begegnet werden, daß der Erfinder die Anmeldungen für die Haupt- und die Verbesserungserfindung zu einer einzigen Auslandsanmeldung vereinigen darf. — Da sich Großbritannien wegen seiner Gesetzgebung zur Annahme dieser Bestimmungen nicht entschließen konnte, so mußten sie von der Washingtoner Konferenz fast sämtlich gestrichen werden. Nur den Beschluß 6a genehmigte sie, sowie folgende Bestimmungen:

7) Die Verpflichtung, einen Wohnsitz oder eine Niederlassung in dem Lande zu haben, wo der Schutz beansprucht wird, darf den Verbandsangehörigen nicht auferlegt werden.

8) Wer ein Prioritätsrecht beansprucht, soll schon bei der Einreichung eine Erklärung über Zeit und Land der früheren Schutzanmeldung abgeben und dazu u. U. auch Fristen bewilligt erhalten. Unterbleibt aber die rechtzeitige Abgabe dieser Erklärung, so soll nur der Anspruch auf die Priorität, nicht auf das Patent verloren sein.

Vorbenutzungsrecht.

Das Vorbenutzungsrecht bei Erfindungen ist ein Recht, das nach den Gesetzesbestimmungen vieler Länder — Dänemark, Deutschland, Frankreich, Norwegen, Oesterreich, Schweden, Schweiz, Ungarn u. a. — selbst das Patent nicht aufheben kann. Wer eine Erfindung benutzt hat, bevor sie ein andrer zum Patent anmeldet, darf sie dann auch unbeschränkt benutzen, nachdem sie dem andern patentiert worden ist. Ein solches Recht kann z. B. für A. in Norwegen am 10. Januar 1915 entstehen, nachdem B. ohne Wissen des A. einen Tag vorher, am 9. Januar 1915, für die Erfindung ein Patent in Frankreich angemeldet hat. Nun meldet B. auch in Norwegen ein prioritätsberechtigtes Patent an, das deshalb seit dem 9. Januar 1915 wirkt, und zwar auch gegen den B., dem von nun an die bisherige freie Benutzung der Erfindung untersagt sein würde. Das kann u. U. den B. wirtschaftlich zugrunde richten; diese Bestimmung sollte in Washington anders geregelt werden. Die Unionstaaten konnten sich indes auch hierüber nicht einigen. Der Londoner Kongreß faßte jedoch folgende Beschlüsse:

9) Der Kongreß bedauert, daß die Vorschläge der Unterkommission der Washingtoner Konferenz über den Vorbehalt der Rechte Dritter des Artikels 4 des Unionsvertrages von der Konferenz nicht angenommen wurden (gemeint ist das oben erwähnte Vorbenutzungsrecht). Der geschäftsführende Ausschuß wird beauftragt, dahin zu wirken, daß die widersprechenden Länder beim Austausch der Ratifikationsurkunden diesen Vorschlägen zustimmen, die der Kongreß für die sachgemäße Auslegung jenes Artikels 4 hält.

10) Der Kongreß spricht den Wunsch aus, daß in allen Verbandsländern das Prioritätsrecht nach folgenden Grundsätzen anerkannt werde:

a) Den Nachweis über das Prioritätsdatum hat der Prioritätsberechtigte zu führen.

b) Die Patentbehörden der verschiedenen Staaten prüfen die Prioritätsunterlagen hinsichtlich Uebereinstimmung der ursprünglichen Anmeldung mit der Prioritätsanmeldung nur dann, wenn die Priorität, z. B. bei Ansprüchen Dritter oder bei Bestreitung der Neuheit, entscheidend ist.

c) Hat die Patentbehörde eines Unionstaates bescheinigt, und zwar auf Grund einer Beschreibung oder Verbesserung, die mit einer Patentanmeldung an einem bestimmten Tage eingereicht wurde, daß der Prioritätsanmeldung eine frühere Priorität zustehe, so bestimmt diese den Anfang der Prioritätsfrist des Artikels 4.

d) Wird Priorität auf Grund einer provisional specification verlangt, der eine complete specification gefolgt ist, und haben beide specifications abweichenden Inhalt, so soll als Priorität des in der provisional specification nicht enthaltenen Teiles der Zeitpunkt der Einreichung der complete specification gelten.

Ausführungszwang.

Die internationalen Kongresse von 1904, 1905, 1906 und 1909 zu Berlin, Lüttich, Mailand und Nancy forderten sämtlich die Beseitigung des Ausführungszwanges im internationalen Verkehr. Weil einige Unionstaaten aber widersprachen, beschränkte man sich im Jahre 1909 zu Nancy auf den Wunsch, daß die Ausführung einer Erfindung in irgendeinem Unionstaate als Ausführung in sämtlichen Unionstaaten gelten solle. Man erkannte, daß eine solche Regelung den Erfinder von der drückenden Verpflichtung befreien würde, daheim und im Auslande die kostspieligen Einrichtungen zur Herstellung der patentierten Erfindung zu schaffen, zu dem alleinigen Zwecke, den Verfall des Patentes zu verhüten. Allerdings kann schon nach geltendem Recht dieser Verfall nicht vor Ablauf von 3 Jahren, gezählt vom Patentanmeldetage an, eintreten, dadurch wird indes die Lage des Patentinhabers nur wenig gebessert, da sich oft selbst in 3 Jahren die Arbeiten nicht soweit fördern lassen, daß über die Frage entschieden werden kann, ob die Ausführung der Erfindung in der Heimat oder gar im Auslande lohnend und möglich ist.

Zur Erleichterung der Ausführungspflicht hat man ferner seit langem vorgeschlagen, sie durch Zwangslizenz zu ersetzen, die den untätigen Patentinhaber dazu zwingen würde, die Benutzung seiner Erfindung demjenigen zu erlauben, der ihm dafür eine Lizenz zahlen will. Auch annehmbare Lizenzangebote, die der Pateninhaber den beteiligten Verkehrskreisen erfolglos gemacht hat, sollen, wie außerdem vorgeschlagen worden ist, dazu ausreichen, die Zurücknahme des Patentes wegen Nichtausführung zu verhüten. Als Ergebnis der Beratung dieser noch sehr umstrittenen Fragen erhob der Kongreß erneut folgenden Wunsch zum Beschluß:

11) Die Landesgruppen der internationalen Vereinigung möchten dahin wirken, daß in ihren Ländern die Nichtausführung einer patentierten Erfindung nicht die Zurücknahme des Patentes, sondern nur die Erteilung von Zwangslizenzen nach sich ziehe, deren Voraussetzungen und Wirkungen durch die innere Gesetzgebung festzustellen sind.

Der Washingtoner Konferenz lag der viel weiter gehende Antrag Deutschlands vor, den Ausführungszwang innerhalb der Internationalen Uebereinkunft überhaupt zu beseitigen. Dafür stimmten indes nur Deutschland und Amerika. — Somit bleiben die alten Bestimmungen, die allerdings etwas klarer gefaßt wurden, bestehen.

V. Unlauterer Wettbewerb.

Dem Artikel 10b des Unionsvertrages gab die Konferenz folgende neue Fassung:

12) Alle vertragschließenden Länder verpflichten sich, den Angehörigen des Verbandes einen wirksamen Schutz gegen unlauteren Wettbewerb zu sichern.

In der früheren Fassung war diese Verpflichtung nicht anerkannt. Für eine noch schärfere Fassung dieser Bestimmung sprach sich der Londoner Kongreß aus. Sein Beschluß lautet:

13) Der Kongreß wünscht, daß alle Länder einen wirksamen Schutz gegen jeden unlauteren Wettbewerb gewähren sollen, und daß alle Warenbezeichnungen, die im Verkehr als Kennzeichen der Waren eines Fabrikanten oder Händlers anerkannt sind, unabhängig von jeder Eintragung gegen Bezeichnungen geschützt werden, die dazu geeignet sind, im Verkehr Verwechslungen hervorzurufen.

VI. Warenzeichenrecht.

Hierzu hat die Washingtoner Konferenz als Neuerung die Zulassung solcher Marken und Warenzeichen beschlossen, die nicht von einer Einzelperson (Firma oder Gesellschaft), sondern von einem Verbande gewählt werden, dessen Mitglieder ihre Waren einheitlich kennzeichnen. Dieser Beschluß lautet:

14) Die vertragschließenden Länder verpflichten sich, Marken von Verbänden, deren Bestehen dem Gesetze des Heimatlandes nicht zuwiderläuft, zur Hinterlegung und zum Schutze auch dann zuzulassen, wenn die Verbände keine gewerbliche oder Handelsniederlassung besitzen. Es steht jedoch jedem Lande frei, darüber zu bestimmen, unter welchen besondern Bedingungen ein Verband zum Schutze seiner Marken zugelassen werden kann.

Der jetzige Unionsvertrag ließ ferner die Zurückweisung von seit Jahrhunderten geführten Marken zu, wenn sie so einfach waren, daß sie amtlich für ununterscheidbar erklärt werden konnten. Durch solche Entscheidungen wurden die Markeninhaber oft empfindlich geschädigt. Daher erließ die Washingtoner Konferenz folgende neue Bestimmungen:

15) Bei der Würdigung der Unterscheidungskraft einer Marke sind alle Tatumstände zu berücksichtigen, insbesondere die Dauer des Gebrauches der Marke.

Schließlich äußerte die Konferenz den Wunsch nach einem einheitlichen Klassensystem für die internationale Markeneintragung, das von allen Unionsländern angenommen werden könnte.

Diesen Erfolgen gegenüber beschränkte sich der Londoner Kongreß darauf, als seinen Wunsch zu äußern, daß die Prioritätsfrist auch bei Warenzeichen 1 Jahr dauern möchte, ferner, daß man bei Warenzeichen dem gutgläubigen Vorbenutzer, wie bei Patenten, ein Vorbenutzungsrecht belasse, und daß alle Unionstaaten dem Madrider Abkommen über falsche Herkunftbezeichnungen beitreten möchten.

VII. Geschmacksmusterrecht.

Um einen gesetzlichen Ausbau bemühte sich die Washingtoner Konferenz vergeblich. Sie verstand sich nur zu folgenden Wünschen:

»a) daß in jedem Unionstaate der Schutz der gewerblichen Muster und Modelle leicht zugänglich gemacht werde;

b) daß sich das Internationale Bureau mit den Behörden wegen Ausarbeitung von Bestimmungen über die internationale Eintragung von Mustern und Modellen in Verbindung setze und die nötigen Schritte unternehme, um den Abschluß eines internationalen Abkommens herbeizuführen.«

Der Londoner Kongreß begnügte sich hiermit nicht. Er forderte für die Geschmacksmuster noch das Prioritätsrecht, die Beseitigung des Ausführungszwanges und der Einfuhrverbote und schließlich für die kunstgewerblichen Erzeugnisse die Anerkennung eines Urheberschutzes, der ohne Eintragung oder Hinterlegung gelten soll. Zur Begründung wurde namentlich auf die demnächst stattfindende Ausstellung in San Francisco verwiesen und dabei allen Regierungen empfohlen, bei diesem Anlaß von den Vereinigten Staaten von Amerika zu fordern, daß sie bis dahin einen wirksamen Muster- und Modellschutz in Amerika einführen.

Berlin. Patentanwalt Georg Neumann.

Rundschau.

Druckluft-Grubenlokomotiven.

Im Anschluß an die Mitteilungen in Z. 1912 S. 357 und 449 berichten wir nachstehend über vergleichende Untersuchungen an Druckluft-Grubenlokomotiven, die der Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund im Jahre 1911 gemeinsam mit dem Dampfkessel-Ueberwachungsverein der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund auf der Zeche Emscher I/II des Kölner Bergwerksvereines in Altenessen vorgenommen hat[1]).

Die Versuche sind mit Lokomotiven der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff, von Rud. Meyer A.-G., A. Borsig und von der Ruhrthaler Maschinenfabrik Schwarz & Dyckerhoff G. m. b. H. im praktischen Bergbaubetriebe durchgeführt worden. Durch die vier Lokomotiven waren drei Bauarten vertreten, die sich in der Art der Ausnutzung des Luftdruckgefälles grundsätzlich voneinander unterscheiden. Die Länge der Versuchsstrecke betrug 1300 m bei einer mittleren Steigung von 1 : 300. Die mit Rollenlagern versehenen Wagen von 300 bis 400 kg Leergewicht waren für 0,6 t Inhalt bestimmt. Die Versuchsstrecke war in einer Höhe von 1055 mm über der Schienenoberkante 925 mm breit und mit einer Wölbung von 570 mm Pfeilhöhe überdacht, so daß die Gesamthöhe über Schienenoberkante 1625 mm betrug. Die Spurweite betrug 530 mm.

Die Versuche bestanden für jede Lokomotive aus 3 Abschnitten:

1) 9 Tal- und Bergfahrten (Pendelversuche) bei abgewogenen Belastungen auf demselben Förderwege. Bei den Talfahrten zog jede Lokomotive 35 beladene Kohlenwagen,
bei 3 Bergfahrten 35 leere Wagen,
» 3 » 29 » » und 6 Bergewagen
und » 3 » 23 » » » 12 » .

2) Dauerbetrieb während eines Monats im gewöhnlichen Förderbetrieb der Zeche unter Feststellung der Belastung und der zurückgelegten Förderwege.

3) Wiederholung der Pendelversuche mit abgewogenen Lasten nach Beendigung des einmonatigen Dauerbetriebes.

Ueber die Abmessungen der Lokomotiven gibt Zahlentafel 1 Auskunft. Alle Firmen hatten mit Rücksicht auf den zur Verfügung stehenden Füllungsdruck von 100 at zum Unterbringen des Luftvorrates Flaschen gewählt, und zwar Schwartzkopff zwei gleich große Flaschen unten und eine größere Flasche darüber, Rud. Meyer und A. Borsig vier gleich große Flaschen, je zwei übereinander, wobei jedoch der vorgeschriebene Streckenquerschnitt durch die beiden oberen Flaschen seitlich überschritten wurde. Die Ruhrthaler Maschinenfabrik hatte drei gleich große Flaschen ähnlich wie Schwartzkopff angeordnet, und überdies noch 2 verhältnismäßig sehr kleine Flaschen zu beiden Seiten der oberen Flasche.

Die drei erstgenannten Firmen hatten nahtlos gezogene Flaschen gewählt, die einem Probedruck von 250 at ausgesetzt worden waren. Bei der Ruhrthal-Lokomotive bestanden die beiden kleinen Flaschen aus nahtlosen Rohren, während die drei großen Flaschen aus Blechen geschweißt waren und eingeschweißte Böden hatten. Die Anordnung der drei Flaschen bei der Schwartzkopffschen Lokomotive wählte man, um bei voller Ausnutzung der Höhe des Streckenquerschnittes eine möglichst günstige Streckenübersicht zu erzielen. Die Firma Rud. Meyer A.-G. wollte dem Führer den Ueberblick über die vor ihm liegende Strecke dadurch erleichtern, daß der zwischen den vier Hochdruckflaschen sich ergebende sternförmige Raum freigelassen ist, und will bei späteren Ausführungen zu diesem Zwecke die Flaschen so anordnen, daß sich der Zwischenraum nach vorn vergrößert. A. Borsig hat den Raum zwischen den vier Flaschen durch den Arbeitsbehälter ausgefüllt, der bei den andern Lokomotiven innerhalb des Rahmens, also unter den Flaschen, liegt. Um dem Führer einen einwandfreien Ueberblick über die Strecke auch beim Vorwärtsfahren zu ermöglichen, empfiehlt A. Borsig, Führerstände auf beiden Seiten anzuordnen, wobei allerdings die Lokomotive um 500 mm verlängert werden würde. Die Ruhrthaler Maschinenfabrik hat die fünf Flaschen ihrer Lokomotive an beiden Enden durch Stirnplatten verbunden, die den freien Streckenquerschnitt fast vollkommen ausfüllen.

Bei sämtlichen Lokomotiven strömt die Luft aus dem Hauptbehälter durch ein Druckminderventil in einen Arbeitsbehälter, worin 12 bis 16 at Ueberdruck herrscht. Bei der Schwartzkopffschen und der Meyerschen Lokomotive strömt die Luft dann in einen Hochdruckzylinder, tritt darauf in einen innerhalb des Lokomotivrahmens, also unter den Flaschen, liegenden Aufnehmer und aus diesem in den Niederdruckzylinder. Der Aufnehmer enthält ein Röhrenbündel, durch das der entsprechend ausgebildete Auspuff des Niederdruckzylinders die umgebende Grubenluft hindurchsaugt. Dabei wird die Druckluft von rd. 3 at im Aufnehmer angewärmt und ihre Spannung und ihr Arbeitsvermögen so kostenlos erheblich erhöht, bevor sie in den Niederdruckzylinder eintritt. Diese Lokomotiven können somit als Verbundlokomotiven mit natürlicher Zwischenerwärmung bezeichnet werden.

Die Borsigsche Lokomotive weist zwei gleiche Differential-Verbundzylinder auf. Da die Luft zwischen ihnen nicht erwärmt wird, ist die Lokomotive als Zwillings-Verbundlokomotive ohne Zwischenerwärmung zu bezeichnen. Die Lokomotive der Ruhrthaler Maschinenfabrik nutzt das Druckgefälle nur einstufig in zwei Zwillingszylindern aus, wäre also Zwillingslokomotive zu nennen.

Die Versuche begannen Mitte Juli 1911 mit der ersten Reihe der Pendelversuche. Die Ergebnisse sind in Zahlentafel 2 niedergelegt, aus der die Gesamtleistung sowie der absolute und der relative Luftverbrauch, bezogen auf die Gesamt- und die Nutz-Tonnenkilometer, zu ersehen sind. Damit der Luftverbrauch der verschiedenen Lokomotiven ohne weiteres verglichen werden kann, ist das Verhältnis der Luftverbrauchzahlen zueinander angegeben, wobei der ungünstigste Luftverbrauch (der Borsig-Lokomotive) mit 100 vH zugrunde gelegt wurde. Dabei ergaben sich Unterschiede bis zu 38 vH für die am günstigsten arbeitende Lokomotive (von Schwartzkopff), die in der Figur dargestellt ist. Bezogen auf diesen günstigsten Luftverbrauch, beträgt der ungünstigste 160 vH davon. Den zweitgünstigsten Luftverbrauch weist die Meyersche Lokomotive auf, er ist ungefähr 6 vH schlechter als bei der Schwartzkopffschen. Diese beiden nach demselben Grundsatz gebauten Lokomotiven verbrauchten bei diesen Versuchen also ziemlich die gleichen Luftmengen. Der Unterschied mag in kleinen Abweichungen im Entwurf oder Bau zu suchen sein. Aus dem Vergleich des Luftverbrauches dieser Lokomotiven mit dem der Borsigschen Lokomotive geht der außerordentlich große Nutzen der Zwischenerwärmung hervor, der um so begreiflicher ist, wenn man berücksichtigt, daß die Temperatur der aus dem Hochdruckzylinder austretenden

[1]) s. »Glückauf« vom 23. und 30. März 1912, Bütow und Dobbelstein: Vergleichende Untersuchungen an Grubenlokomotiven.

Zahlentafel 1.

Erbauer	Bauart	Länge mm	Breite mm	Höhe mm	Dienstgewicht t	Zugkraft kg	höchste Geschwindigkeit m/sk	Radstand mm	Inhalt der Luftbehälter ltr	Druck im Hauptbehälter at	Inhalt des Arbeitsbehälters ltr	Druck im Arbeitsbehälter at	Druck im Aufnehmer at
Schwartzkopff	Verbundlokomotive mit natürlicher Zwischenerwärmung	4000	925	1625	6,9	900	4	1000	1279	rd. 100	40	16	3,5
Rud. Meyer	desgl.	4000	925	1535	6,5	900	4	950	1366	rd. 100	65	16	3
Ruhrthaler Maschinenfabrik	Zwillingslokomotive	3997	826	1515	6,0	1000	4	1000	1340	rd. 100	88	12 bis 15	—
A. Borsig	Zwillings-Verbundlokomotive ohne Zwischenerwämung	4010	900	1515	7,2	900	4	900	1184	rd. 100	54,5	12	—

Zahlentafel 2. Erste Reihe der Pendelversuche.

Erbauer	Gesamt-tkm	Nutz-tkm	Luftverbrauch bei 1 at Druck	Luftverbrauch	desgl., bezogen auf den ungünstigsten Verbrauch	Luftverbrauch	desgl., bezogen auf den ungünstigsten Verbrauch
			ltr	ltr/tkm	vH	ltr/Nutz-tkm	vH
Schwartzkopff	201,5	106,6	182 639	906,12	62,50	1712,47	61,95
Rud. Meyer	198,5	103,8	191 787	966,19	66,65	1847,95	66,85
Ruhrthaler Maschinenfabrik	198,1	103,4	260 689	1316,23	90,79	2521,00	91,20
A. Borsig	199,1	104,4	288 659	1449,73	100,00	2764,18	100,00

Luft ungefähr — 70° beträgt, während die zum Anwärmen benutzte Grubenluft rd. + 20° hat.

Daß die Lokomotive der Ruhrthaler Maschinenfabrik mit einfacher Expansion in Zwillingszylindern ohne irgend welche Erwärmung einen günstigeren Luftverbrauch hat als die Borsigsche Lokomotive, beweist, daß die aus dem Dampfmaschinenbau übernommene Einführung der Verbundwirkung allein gegenüber der einfachen Expansion bei Luft nicht die gleichen Vorzüge bringt wie bei Dampf. Die Zwischenerwärmung der Luft bei zweistufiger Expansion ist ebenso notwendig wie die Zwischenkühlung bei zweistufiger Kompression. Zu dem besonders ungünstigen Ergebnis der Borsigschen Lokomotive mag die Anordnung der Zylinder als Differentialzylinder beigetragen haben, da durch das Ausschalten eines Aufnehmers und überhaupt jeder Verbindung zwischen dem Hoch- und dem Niederdruckzylinder der Luft jede Möglichkeit der natürlichen Erwärmung durch die Außenluft benommen ist und sie außerdem infolge der Lage der beiden Druckräume zueinander sehr gründlich gekühlt wird.

Die Einführung der Zwischenerwärmung bei der Verbundlokomotive bedeutet also einen erheblichen Fortschritt.

Die Ergebnisse der nach den Dauerversuchen durchgeführten zweiten Reihe der Pendelversuche finden sich in Zahlentafel 3. Daraus geht hervor, daß, abgesehen von verhältnismäßig geringen Verschiebungen, die Verhältniszahlen des Luftverbrauchs der vier Lokomotiven die gleichen geblieben sind. Dagegen ist der tatsächliche Luftverbrauch aller vier Lokomotiven um etwa 12 bis 13 vH größer geworden. Es ist aber nicht genau festzustellen, wieviel davon auf den Verschleiß der Lokomotiven während des einmonatigen Dauerbetriebes zurückzuführen ist, da beim Ausmitteln der Ergebnisse der ersten Pendelversuchsreihe die in der Arbeitsflasche aufgespeicherte Luft nicht berücksichtigt worden ist.

Druckluft-Lokomotive der Berliner Maschinenbau-A.-G. vormals L. Schwartzkopff.

Zwischen den beiden Pendelversuchsreihen lagen die einmonatigen Dauerversuche mit jeder Lokomotive. Die Ergebnisse sind in Zahlentafel 4 niedergelegt. Auch bei diesen Versuchen erscheint die Höhe des Luftverbrauches in der gleichen Reihenfolge wie bei den Pendelversuchen, nur daß der Unterschied zwischen den beiden Lokomotiven mit Zwischenerwärmung und den beiden andern noch größer geworden ist. Die Verbesserung des Luftverbrauches bei der Schwartzkopffschen Lokomotive dürfte darauf beruhen, daß beim Anfahren der Handhebel zum Umsteuern und Einstellen der Steuerung in die äußerste Stellung, entsprechend 80 vH Füllung, gedrückt wird und sich dann selbsttätig auf die nächste für Dauerfahrt noch zulässige Zylinderfüllung einstellt. Die Anfahrvorrichtung bedarf also

Zahlentafel 3. Zweite Reihe der Pendelversuche.

Erbauer	Gesamt-tkm	Nutz-tkm	Luftverbrauch bei 1 at Druck	Luftverbrauch	desgl., bezogen auf den ungünstigsten Verbrauch	Luftverbrauch	desgl., bezogen auf den ungünstigsten Verbrauch
			ltr	ltr/tkm	vH	ltr/Nutz-tkm	vH
Schwartzkopff	202,2	105,8	209 366	1033,54	62,15	1979,02	61,43
Rud. Meyer	207,6	110,3	226 892	1092,97	65,72	2056,16	63,82
Ruhrthaler Maschinenfabrik	205,9	108,8	329 800	1601,55	96,30	3032,25	94,12
A. Borsig	200,2	103,3	332 905	1663,03	100,00	3221,82	100,00

Zahlentafel 4. Dauerversuche.

Erbauer	Zahl der Fahrten	durchschnittliche Länge des Förderweges	insgesamt befördertes Zuggewicht	durchschnittliches Gewicht eines Zuges	insgesamt geleistete Arbeit	insgesamt beförderte Nutzlast	durchschnittliche Nutzlast eines Zuges	insgesamt geleistete Nutzarbeit	Gesamtluftverbrauch	Luftverbrauch			
		m	t	t	tkm	t	t	tkm	cbm	ltr/tkm	vH	ltr/Nutz-tkm	vH
Schwartzkopff	491	810	12 545	25,5	10 181	6585	13,41	5334	8 831	867	52,42	1656	51,08
Rud. Meyer	456	829	10 892	24	9 031	5667	12,43	4698	8 895	985	59,55	1893	58,39
Ruhrthaler Maschinenfabrik	232	839	5 258	23	4 402	2736	11,79	2296	6 836	1553	93,89	2977	91,83
A. Borsig	337	810	7 519	22	6 077	3827	11,36	3100	10 050	1654	100	3242	100

Zahlentafel 5.

	Kraftverbrauch		Dampfverbrauch		Dampfkosten	
	KW-st/tkm	KW-st/Nutz-tkm	kg/tkm	kg/Nutz-tkm	₰/tkm	₰/Nutz-tkm
Schwartzkopff	0,4855	0,9301	3,36	6,43	0,54	1,03
Rud. Meyer	0,5137	0,9663	3,55	6,68	0,56	1,07
Ruhrthaler Maschinenfabrik	0,7525	1,4250	5,20	9,85	0,83	1,58
A. Borsig	0,7816	1,5143	5,40	10,47	0,86	1,68

keiner besonderen Bedienung, und der Führer kann eine Dauerfahrt in Anfahrstellung gar nicht durchführen, während bei den andern Verbundlokomotiven für das Anfahren ein besonderes Ventil vorhanden ist, mit dessen Hülfe der Fahrer dem Niederdruckzylinder die Luft von höherem Druck zum Anfahren zuführt.

Die Ueberlegenheit der Maschinen mit Zwischenerwärmung im Luftverbrauch trat auch dadurch hervor, daß man mit diesen beiden Lokomotiven und dem normalen Zug im Gegensatz zu den andern die vorgeschriebene Strecke zweimal hin und zurück durchfahren konnte.

Ueber den Kraftbedarf, den Dampfverbrauch und die Kraftkosten gibt Zahlentafel 5 und schließlich über die gesamten Betriebskosten Zahlentafel 6 Aufschluß. Hierzu ist zu bemerken, daß die Luft teils in einem elektrisch angetriebenen zweistufigen Kompressor mit Wassereinspritzung, teils in einem dreistufigen Dampfkompressor erzeugt wurde. Bei Verwendung eines modernen vierstufigen Hochdruckkompressors würde sich der Kraft- und Dampfverbrauch wesentlich günstiger stellen. Die Kosten des Dampfes sind mit 1,60 ℳ/t eingesetzt worden.

Zahlentafel 6. Lokomotive von Schwartzkopff.

Kosten für	Betrieb unter Tage				Betrieb über Tage					zusammen
	Bedienung	Ausbesserung	Schmier- und Putzstoffe	Tilgung und Verzinsung	Dampfkosten	Bedienung	Ausbesserung	Schmier- und Putzmittel	Tilgung und Verzinsung	
₰/tkm	1,46	0,1	0,20	0,5	0,54	0,2	0,05	0,06	0,6	3,71
₰/Nutz-tkm	2,77	0,2	0,35	0,9	1,03	0,4	0,1	0,1	1,2	7,05

Um die Bedienungskosten zu bestimmen, hat man aus den Pendelversuchen die Schichtleistung der einzelnen Lokomotive berechnet und mit durchschnittlich 615 Gesamt-tkm und 325 Nutz-tkm eingesetzt. Für jede Lokomotive ist ein Führer mit einem Schichtlohn von rd. 5 ℳ, ferner für die Gesamtstrecke unter Tage ein Bahnaufseher erforderlich, dessen Lohn etwa 4 ℳ beträgt.

Die Ausbesserungs- und Erhaltungskosten der Lokomotiven ergeben sich aus den Erfahrungen der Anlage des Kölner Bergwerks-Vereines, ebenso die Kosten der Schmier- und Putzstoffe. Die Kosten für Schmieren und Putzen machen beim Kölner Bergwerks-Verein für seinen gewöhnlichen Betrieb mit drei Lokomotiven, die hauptsächlich nur in einer Schicht arbeiten, rd. 75 ℳ monatlich aus. Die Tilgungs- und Verzinsungskosten der Lokomotiven sind bei dem der Gesamtkostenberechnung zugrunde gelegten Förderbetriebe mit zwei Schichten sehr hoch, nämlich mit 25 vH eingesetzt. Für die Bedienung des Kompressors ist in jeder Schicht ein Maschinenwärter erforderlich, dessen Lohn 5 ℳ beträgt. Die Ausbesserungen am Kompressor und der Rohrleitung sind nach den Erfahrungen des Kölner Bergwerks-Vereines, dessen Anlagen für 100 at berechnet sind, unerheblich. Im Hinblick auf modernere Anlagen, die mit 150 at im Kompressor und der Leitung arbeiten werden, sind die Ausbesserkosten in doppelter Höhe der tatsächlichen angenommen worden. Die Kosten für Schmier- und Putzstoffe über Tage ergeben sich gleichfalls aus den Erfahrungen des Kölner Bergwerks-Vereines. Für Tilgung und Verzinsung der Anlagekosten des Kompressors und der Rohrleitung einschließlich der Fundamente und Aufstellung sind 15 vH eingesetzt.

Die Zusammenstellung der Gesamtkosten in Zahlentafel 6 ist für einen Betrieb von vier Lokomotiven mit 100 at Anfangsdruck bei gewöhnlichem Förderbetrieb in zwei Schichten aufgestellt. Dabei sind die Kraft- und Dampfkosten der Lokomotive eingesetzt worden, die bei den Versuchen am günstigsten gearbeitet hat, d. h. der neuen Schwartzkopff-Lokomotive. Die Kosten mit 7,05 ₰/Nutz-tkm sind also bereits um 1,54 ₰, d. s. 18 vH, niedriger als bei der ersten 1908 in Deutschland in Betrieb gesetzten Druckluft-Grubenbahn von Schwartzkopff auf dem Kölner Bergwerks-Verein [1]), und als sie in Z. 1912 S. 449 angegeben worden sind.

Die Anlagen der Bethlehem Steel Co. in South Bethlehem, Pa. In den Tagen der Jubiläumsfeier von Fried. Krupp in Essen ist ein zusammenfassender Aufsatz des »Engineer« [2]) über das amerikanische Stahlwerk der Bethlehem Steel Co. für uns von erhöhtem Interesse. Das Werk ist das einzige in den Vereinigten Staaten, das die gesamte Waffen- und Panzerausrüstung für ein modernes Kriegschiff herzustellen vermag. Staatliche Werkstätten für den Bau schwerer Geschütze und Panzerplatten sind dort ebenso wenig vorhanden wie in England und Deutschland. Dagegen bestehen wie in Deutschland, aber nicht in England, staatliche Artilleriewerkstätten, die vorgearbeitete Geschütze fertig machen und kleinere Geschütze auch gießen. Unter dem Einfluß des Aufstrebens der amerikanischen Kriegsflotte in den letzten 10 Jahren hat sich die genannte Gesellschaft kräftig entwickelt und deckt nicht nur den Bedarf ihres Landes, sondern ist auch außerhalb mit europäischen Werken in Wettbewerb eingetreten, da sie an zwei europäische Kunden Panzerplatten liefert. Die Gesellschaft ist 1857 unter dem Namen »Saucona Iron Co.« gegründet, lediglich um Roheisen herzustellen, und hat nach mancherlei Wechseln 1899 ihre jetzige Firmenbezeichnung angenommen. Inzwischen ist ihr Arbeitsgebiet erheblich gewachsen, auch hat sie Einfluß auf verschiedene Werften, Erzbergwerke, Eisenbahnwagenfabriken usw. gewonnen. Die Anlagen in South Chicago bedecken eine Bodenfläche von 4 × 0,8 qkm und beschäftigen 12000 bis 15000 Arbeiter. Die 6 Hochöfen des Werkes sind bei 6,7 m Dmr. im Kohlensack und rd. 3,5 m Dmr. im Gestell rd. 27,45 m hoch. Den Wind erzeugen Gebläse mit Antrieb durch Gichtgasmaschinen, die im Werk selbst gebaut worden sind. Das Roheisen wird in zwei Gießmaschinen mit 180 Gießformen für 1000 t und mit 278 Formen für 1800 t tägliche Leistung vergossen. Es ist teils Bessemer-, teils basisches Eisen. Die Martinofenanlage ist in 2 Hallen untergebracht, die mit elektrischen Kranen für 10 bis 60 t ausgerüstet sind. In der einen Halle stehen zwei 10 t-, zwei 20 t-, fünf 40 t- und zwei 50 t-Oefen mit basischem und einer von 40 t mit sauerm Futter. Die Beschickmaschinen sind elektrische, die Generatoren von Siemensscher Bauart. Die zweite Halle mit 10 t-Laufkranen enthält zehn 50 t-Oefen, die von einem mit den Hochöfen verbundenen Roheisenmischer bedient werden. Die fünf 40 t-Oefen in der ersten Halle haben mehrfach den Stahl für außerordentlich schwere Gußstücke geliefert, so für die 145 t schweren Teile einer 12000 t-Panzerplatten-Presse für die Carnegie Steel Co. in Pittsburg. Zum Befördern dieser Stücke sind besondere Wagen vorhanden, so z. B. einer von 87 t Gewicht mit 32 Rädern. Neben den üblichen Stahlsorten werden große Mengen legierter Stähle, wie Nickelstahl für Lokomotivachsen, für die Seele und den Mantel von Kanonen hergestellt. Die Blöcke werden zur Verbesserung kurz nach dem Guß unter schweren Druck gesetzt. Außer Nickel werden als Zusatz zu den Stahlsorten Chrom, Vanadium, Wolfram und Titan benutzt. Wöchentlich werden etwa 100 t Tiegel Sonderstahl erzeugt. In der Schmiede stehen eine Anzahl Pressen, darunter zwei für 2500 und 5000 t, die letztere zum Behandeln der Schmiedestücke für Kanonen, Turbinentrommeln und Wellen. Auch ihre Panzerplatten schmiedet die Gesellschaft seit einigen Jahren mit den Pressen, anstatt sie wie früher auszuwalzen, und ein andres amerikanisches Werk, die Carnegie Steel Co., ist ihr beim Herstellen schwerer Platten darin gefolgt. Eine andre Panzerplattenpresse, die im Werk selbst hergestellt worden ist, hat 14000 t Druckkraft und wird von zwei 200 t-Druckwasserkranen bedient. Das Druckwasser für die Presse wird von einer 15000pferdigen Pumpe mit drei stehenden Dampf- und drei liegenden Wasserzylindern geliefert. Das Verbindungsrohr zur Presse ist ein hohlgeschmiedetes Nickel-

[1]) Vergl. »Glückauf« 1908 S. 1684 u. f. [2]) vom 2. Aug. 1912.

stahlrohr. Die Panzerplatten werden auf einer 7000 t-Presse, die mit zwei 75 t-Druckwasser-Hebezeugen ausgerüstet ist, gebogen. Die Werkstätte zum Fertigbearbeiten der Panzerplatten und Aufbauen der Panzertürme enthält die üblichen ortfesten und tragbaren Werkzeugmaschinen. Hier werden auch Stahlkammern für Banken, Bureaus usw. mit Gewichten bis zu 1200 t hergestellt.

Die Gesellschaft stellt Geschütze aller Größen von Dreipfündern bis zu den schweren 350 mm-Schiffskanonen her, auch Küstengeschütze, Berggeschütze, tragbare Geschütze. Das größte war bisher ein 457 mm-Torpedogeschütz. Unsere englische Quelle weist darauf hin, daß die Amerikaner Geschütze von der englischen Drahtkonstruktion nicht bauen, ferner daß die Amerikaner einen höheren Gasdruck im Geschütz zulassen und daß ihre Geschütze länger halten als die englischen. Den Grund für die letzte Tatsache findet sie lediglich darin, daß das amerikanische Pulver kein Nitroglyzerin enthält, wie das englische. Die Bearbeitungswerkstätten der Anlage bedecken einen Raum von 46500 qm, die mittelste Halle von rd. 18 m Breite wird von 10 Kranen für Lasten bis zu 75 t bestrichen, die größte ist rd. 36 m breit und rd. 446 m lang. Der Schießplatz der Gesellschaft liegt rd. 8 km vom Werk entfernt bei Redington und ist mit dem Werk durch eine Privatbahn verbunden. Außer dem Kriegsmaterial werden in einer besondern Anlage Eisenbahnschienen, darunter solche aus Nickel- und andern Sonderstahl, hergestellt, und zwar insgesamt etwa 1000 t täglich, ferner Baueisen, besonders für die amerikanischen Wolkenkratzer. Die Träger walzt man in einem Greyschen Walzwerk. Schließlich baut das Werk auch große Hochofen-Gasgebläse, Pumpen, besondere schwere Werkzeugmaschinen und Druckwasserpressen. Das Panzerplattenwerk in South Bethlehem hat übrigens der bekannte Eisenhüttenmann John Fritz geschaffen, der Sohn eines eingewanderten Deutschen[1]).

Dämpfen einiger Hochöfen auf der Insel Elba. Ueber das erfolgreiche Dämpfen einer Hochofenanlage der Società Anonima die Miniere e de Alti Forni in Portoferrajo auf der Insel Elba berichtet »The Iron Age«[2]). Die Veranlassung dazu bot ein Streik. Die Feuer wurden mit einer 610 mm hohen Schicht aus den besten Elba Erzen von rd. 52 vH Eisengehalt, vermengt mit weißem Meersand im Verhältnis von 6 : 4, bedeckt und die Oefen im übrigen luftdicht abgeschlossen. So standen sie 6 Monate hindurch. Als dann der Betrieb wieder aufgenommen werden konnte, wurden die Formen frei gemacht und die Decke auf den Feuern, die sich zu einer festen Kruste verbunden hatte, aufgebrochen. Darauf konnte ohne besondere Schwierigkeiten wieder geblasen werden. Die Zeitdauer des Dämpfens war hier verhältnismäßig lang, da es sich in andern Fällen nur um Betriebsunterbrechungen von Tagen oder Wochen gehandelt hat. Doch sind auch bereits Fälle von längerer Dauer vorgekommen, so z. B. in Czenstochau, wo ein Ofen 14 Monate lang mit gutem Ergebnis gedämpft worden ist[3]).

Die neuen Eifelbahnen. Seit Anfang Juli sind in der Eifel verschiedene Bahnlinien in Betrieb genommen worden, die wegen der technischen Schwierigkeiten bei ihrem Bau Beachtung verdienen. Es handelt sich um den zweigleisigen Ausbau der Ahrtalbahn, die Neubaulinien von Dümpenfeld nach Lissendorf, von Jünkerath nach Weywertz und die Verbindung zwischen Hillesheim und Gerolstein. Mit dem Bau dieser Bahnen ist im Herbst 1909 begonnen worden; um den Umfang dieser Arbeiten beurteilen zu können, die innerhalb von 2½ Jahren geleistet worden sind, genügen folgende kurze Angaben: Es mußten rd. 9 Mill. cbm Boden, der größtenteils aus Felsen bestand, gelöst und befördert werden; ferner mußten 175 Wege-Ueberführungen und -Unterführungen sowie 125 Durchlässe und Bahnbrücken errichtet, 33 Brücken mit größeren Spannweiten, 2 große Talbrücken, 2 eingleisige und 9 zweigleisige Tunnel erbaut werden. 18 neue Bahnhöfe sind errichtet und 17 bestehende umgebaut worden. Der Kostenaufwand für diese Arbeiten beträgt rd. 54 Mill. ℳ. Die Bauausführung hatte von vornherein mit großen Schwierigkeiten zu kämpfen. Im Juni 1910, als überall die Bauarbeiten im vollen Gange waren, trat die Hochwasserkatastrophe im Ahrgebiet auf, bei der fast sämtliche Förder- und Gerüstbrücken sowie die Brücken der Zufuhrstraßen zu den Baustellen weggerissen und an den noch unfertigen Dämmen und Flußverlegungen große Verwüstungen angerichtet wurden. Weitere große Schwierigkeiten bereiteten die großen Hang- und Bergrutschungen, unter denen die Bahnbauten, besonders im oberen Ahrtal, zu leiden hatten. An manchen Stellen waren die in Bewegung geratenen Massen so umfangreich, daß ein Abtrag oder Festlegen nicht möglich war und die Bahnlinie verlegt werden mußte. Bei Antweiler z. B. rückte ein Berg, der von der Bahn angeschnitten werden mußte und an dessen Fuß jetzt der Bahnhof Antweiler liegt, im Laufe eines Jahres stetig um etwa 3 m nach der Ahr zu vor. Durch Verlegen des Flusses, durch tiefe Entwässerungsstollen, die in den Berg hineingetrieben wurden, und durch künstliche Befestigung des Fußes gelang es, den Berg zum Stillstand zu bringen. Die neuen Bahnen bilden eine Verbindung von Rheinlinie, Eifelbahn und Hohenvennbahn untereinander und erschließen die dazwischenliegenden, teilweise sehr abgelegenen Gegenden der Eifel dem Verkehr; sie bieten ferner die Möglichkeit, das Eifelgebirge, das als Hindernis zwischen dem Kohlenrevier der Ruhr und dem lothringisch-luxemburgischen Erzgebiet liegt, mit mäßigen Steigungen zu überwinden, wozu die alte Eifelbahn Köln-Trier wegen ihrer ungünstigen Steigungs- und Krümmungsverhältnisse nicht imstande war. Dadurch, daß ein Teil des Massengüterverkehrs zwischen den beiden großen Industriegebieten über diese neuen Strecken geleitet wird, wird gleichzeitig die schwer belastete Rhein- und Moselstrecke entlastet. Auch werden dem in mächtiger Entwicklung begriffenen linksrheinischen Kohlengebiet bequeme Beförderungsgelegenheit und neue Absatzgebiete in Lothringen und Luxemburg geschaffen. (Verkehrstechnische Woche 10. August 1912)

Elektrische Hauptbahn Boston-Providence. Die New York-, New Haven- und Hartford-Bahn hat beschlossen, auf der etwa 40 km langen Strecke von Boston nach Providence im Jahre 1913 elektrischen Betrieb einzuführen, womit ein Ausbau auf vier Gleise und Abschaffung aller ebenerdiger Gleiskreuzungen verbunden werden soll. Mit dieser neuen elektrischen Strecke erhält die Hälfte der New Haven-Bahn von New York bis Boston elektrischen Betrieb. Kraftwerke sollen in Providence und Readville erbaut werden. Die Kosten der neuen Anlagen werden durch eine Schuldverschreibung von 29,5 Mill. ℳ gedeckt. (Electric Railway Journal 27. Juli 1912)

Die Schwebebahn auf den Patscherkofel bei Innsbruck, die seit Jahren geplant war, ist nunmehr durch Beteiligung der Städte Innsbruck und Igls sowie des Landes finanziell begründet, so daß mit dem Bau voraussichtlich im Herbste d. J. begonnen werden wird. Sie wird in zwei getrennten Strecken ausgeführt, von denen die untere von Igls bis Heiligwasser auf 2000 m schräge Länge 360 m, die obere von hier bis zum Schutzhaus auf dem Gipfel auf 1800 m Länge 830 m Höhenunterschied überwindet. Zum Betriebe soll eine eigene elektrische Kraftanlage dienen. Die Wagen werden je 25 Fahrgäste aufnehmen. Fahrgeschwindigkeit und Wagenfolge sollen einer Beförderung von 100 Fahrgästen aufwärts und abwärts entsprechen. Die Baukosten sind auf etwas mehr als 1 Mill. ℳ veranschlagt. (Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 3. August 1912)

Die Big-Meadows-Stauanlage für das Wasserkraftwerk der Great Western Power Co. am Feather-Fluß. Die Gesellschaft hat den Bau eines Eisenbetondammes unternommen, um ihr Werk am Feather-Fluß[1]) auf insgesamt 80000 KW auszubauen. Zunächst sollen zu den vier zuerst eingebauten 18000 pferdigen Turbinen, die mit 10000 KW-Drehstromerzeugern gekuppelt sind, zwei neue 10000 KW-Maschinensätze hinzugefügt werden. Der Staudamm liegt in einem Big-Meadows genannten Tal in der Plumas-Grafschaft 40 km von Keddie an der Western-Pacific-Bahn entfernt und soll noch im laufenden Jahre vollendet werden. Er ist an der Krone 213 m lang und besteht aus eisenverstärkten Betonpfeilern, die mit je 9,14 m Mittenabstand quer zur Talachse errichtet und an der Bergseite durch 23 Eisenbetongewölbe verbunden werden. Die Gewölbe sind geneigt, so daß das auf ihnen ruhende Wassergewicht zur Standfestigkeit des Bauwerkes beiträgt. Die Krone des Dammes liegt 33,5 m über dem mittleren Wasserspiegel des durch das Big-Meadows-Tal fließenden Gebirgsbaches. Die Sperrmauer bildet einen Stausee von 104 qkm Fläche und 1550 Mill. cbm Inhalt. Die mittlere Wassermenge des Feather-Flusses bei Niedrigwasser kann aus diesem See von 28 auf 68 cbm/sk erhöht werden, womit die Turbinenleistung auf insgesamt rd. 120000 PS bei dem vorhandenen Gefälle von 160 m gesteigert werden kann. Allerdings ist der vorhandene Big-Bend-Stollen, der das Wasser

[1]) s. Z. 1912 S. 679.
[2]) vom 1. August 1912.
[3]) Vergl. Z. 1908 S. 897.

[1]) s. Z. 1910 S. 1171.

dem Kraftwerke zuführt und bei 4500 m Länge nur 20 qm lichten Querschnitt hat, für diese Wassermenge nicht ausreichend. Der entstehende Gefäll- und Leistungsverlust rechtfertigt die Erbohrung eines zweiten Stollens. Zum vollständigen Auffüllen des großen Stausees sind unter gewöhnlichen Wasserverhältnissen drei Jahre erforderlich. (Electrical World 27. Juli 1912)

Ein offener Eisenbeton-Wasserbehälter von 22700 cbm Inhalt ist in Amerika für Festungswerke bei San Francisco erbaut worden, deren täglicher Bedarf im Mittel rd. 3800 cbm beträgt; die überschüssige Wassermenge steht zum Feuerlöschen zur Verfügung. Der Behälter wird aus einem Pumpwerk von rd. 7000 cbm Tagesleistung gespeist. Er bildet im Grundriß ein Rechteck von 61 × 94,6 qm mit abgerundeten Ecken und ist an der tiefsten Stelle 5,34 m tief, wobei der Wasserspiegel 0,45 m unter der Oberkante der Umfassungswände bleibt. Die Eisenbetonwände sind über der Sohle 5,34 m hoch, an der Oberkante 152 und 915 mm über der Sohle 457 mm dick; sie sind außen durch Strebepfeiler in je 4,8 m Abstand verstärkt. Die gemeinsame Grundplatte für die Wände und die Pfeiler ist 2,75 m breit und 0,45 m hoch; sie erstreckt sich von dem inneren Fußpunkt der Wand an noch auf 0,45 m nach der Mitte hin. Die Betonsohle, die sich entsprechend der oben angeführten Wassertiefe nach der Mitte um 0,45 m senkt, ist 152 mm dick. Der Wasserraum ist zum Reinigen durch eine Wand in zwei Teile zerlegt. Als Eisenverstärkungen in Wänden, Pfeilern, Grundplatte und Sohle dienen 9,5 bis 22 mm dicke Quadrateisen, die wagerecht, senkrecht und unter schrägen Wand- und Pfeilerflächen auch schräg verlegt sind. Die Abstände betragen 152, 305 und 452 mm. Der verwandte Beton ist im Verhältnis 1 : 2 : 4 aus Portlandzement, Sand und Steinschlag gemischt. Die Anlagekosten betragen 174000 *M*. (Engineering Record 13. April 1912)

Vereinigte Blechricht- und Biegemaschine. Um eine größere Wirtschaftlichkeit der Arbeitsmaschinen zur Bearbeitung und Handhabung des Eisens und der Antriebmaschinen zu erreichen, ist es von Vorteil, die Tätigkeiten zweier Maschinen in einer einzigen zu vereinigen. Es ergeben sich daraus auch Platzersparnis und Verminderung der Anlagekosten. So hat die Deutsche Maschinenfabrik A.-G. in Duisburg eine vereinigte Biege- und Richtmaschine für Bleche konstruiert und ausgeführt. Die Maschine hat zwei auf einem Grundrahmen befestigte Ständer, die zur Aufnahme von sieben Richtwalzen dienen; die Walzen liegen in drei Ebenen übereinander, und zwar in der unteren und mittleren Ebene je drei und in der oberen eine. Beim Richten arbeiten 5 Walzen der Unter- und Mittelebene als Richtwalzen und die letzte als Ausgangswalze, beim Biegen die Oberwalze, eine der Mittelwalzen und die Ausgangswalze. Die Unterwalzen und die Oberwalze sind fest gelagert, die Mittelwalzen dagegen können in senkrechter Richtung verstellt werden; außerdem sind sie noch in Gelenken gelagert, die ein Schrägstellen zum Biegen kegelförmiger Blechschüsse erlauben. Die Maschine wird durch zwei umsteuerbare Motoren angetrieben, von denen einer auf die Oberwalze arbeitet, während der zweite die Unterwalzen antreibt. Die drei Mittelwalzen arbeiten nur als Schleppwalzen. (Eisenbau August 1912)

Das Motorschiff »Rolandseck«, erbaut für die Deutsche Dampfschiffahrts-Gesellschaft Hansa in Bremen, ist am 3. August auf der Werft von Joh. C. Tecklenborg A.-G. in Bremerhaven-Geestemünde von Stapel gelaufen. Es hat 88,4 m Länge über alles, 12,2 m Breite, 8,38 m Seitenhöhe und rd. 1630 Brutto-Reg.-Tons Raumgehalt. Der sechszylindrige einfachwirkende Zweitaktmotor, Bauart Tecklenborg-Carels, von 1425 PS_e Leistung steht in der Werkstatt zum Einbau in das Schiff bereit, dem er eine Geschwindigkeit von 12 Knoten erteilen soll.

Patentbericht.

Kl. 1. Nr. 241779. Setzmaschine. K. Schuchard, Beuthen, Ob.-Schles. Das Setzsieb *a* ist gewellt, um die Wirkung des Setzens durch vermehrte Zahl der Durchtrittöffnungen zu erhöhen.

Kl. 18. Nr. 241117. Kübelbedeckung. E. Dänhardt, Algringen, Lothr. Auf der den Kübel *c* tragenden Laufkatze *a* ist ein Gewicht *b*, an dem der Kübeldeckel *d* aufgehängt ist, so verschiebbar gelagert, daß es den Deckel für gewöhnlich in angehobener Stellung hält und ihn erst beim Kippen der Laufkatze *a* durch Vorrollen schließt.

Kl. 5. Nr. 241253. Eiserner Grubenstempel. Alexanderwerk A. von der Nahmer A.-G., Remscheid. Der obere Stempelteil *a* hat Schlitze *b* zur Aufnahme des in Längsschlitzen *c* des unteren Stempelteiles *d* verschiebbaren Riegels *e*, der sich auf die um den Teil *d* greifende, nach der Einstellung festgezogene Klemmvorrichtung *f* legt. Um deren Verschiebung zu hindern, wird der aus einem Fuß und zwei Seitenstücken zusammengesetzte Teil *d* unten breiter eingestellt.

Kl. 5. Nr. 242080. Schutz von Spülversatzleitungen Stephan, Frölich & Klüpfel, Scharley, Ober-Schles. Um einen Verschleiß der senkrechten Spülversatzleitungen *a* durch das Spülgut möglichst zu verhindern, sind in Abständen auswechselbare Zwischenstücke *b* in die Leitung eingefügt, die den Spülstrom nach der Leitungsachse hin zusammendrängen, so daß er die Wandungen nicht wesentlich berührt.

Kl. 5 Nr. 242369. Eiserner Grubenstempel. Alexanderwerk A. von der Nahmer A.-G., Remscheid. Im oberen Teile *a* des Stempels sitzt der mit dem unteren Teile *b* fest verbundene Bremskörper *c*, gegen den *a* durch die Klemmvorrichtung *d* gepreßt wird. Das untere Ende des Teiles *b* kann durch eine zweite Klemmvorrichtung *e* enger gestellt werden, so daß bei zunehmender Einschiebung die Pressung zwischen *a*, *b* einerseits, zwischen *a*, *c* anderseits wächst.

Kl. 26. Nr. 246934. Selbsttätiger Azetylenentwickler. Th. G. Allen, Westminster, Engl. Das Entwicklungsgefäß besteht aus einem unteren, oben offenen Hohlgefäß *b*, welches zur Aufnahme des Karbides dient, und einem oberen, unten offenen Hohlgefäß *a*, dessen innere Hohlkegelfläche auf die äußere Hohlkegelfläche des Gefäßes *b* paßt, und das mit einem zum Brenner führenden Ableitungsrohr *c* versehen ist. Beide Gefäße sind mit geringem Spielraum aufeinandergepaßt, durch den das Wasser aus dem Behälter *d* in geringer Menge zum Karbid dringt. Steigt der Druck in *b*, so wird die Wasserzufuhr unterbrochen.

Kl. 18. Nr. 241340. Niederschlagen von Gichtstaub. H. Zahn, Holten (Rhld.). Aus dem Ringrohre *a* austretende Wasserstrahlen, die von den abziehenden Gichtgasen durchdrungen werden müssen, nässen den mitgerissenen Gichtstaub an und führen ihn in eine ringförmige Sammelrinne *b*, deren Wand *c* senkrecht beweglich ist. Während das Wasser aus *b* in den Sammelbehälter *d* abfließt, bleibt der Gichtstaub in *b* liegen und wird zeitweilig durch Anheben von *c* in den Hochofen zurückbefördert.

Kl. 13. Nr. 237836 und 238139. Wasserröhrenkessel. L. & C. Steinmüller, Gummersbach. Der Kessel besteht aus einem vorderen Teil *a* mit schräg liegenden Röhren *b* und einem hinteren Teil *c*, *d* mit stehenden Röhren *f*. Unter der Feuerung *g* liegt ein gegen *f* durch eine entfernbare Wand *h* abgeschlossener Raum *i*, in den die Röhren *f* beim Auswechseln hineingezogen werden können. Nach dem zweiten Patent liegen in *c* und *d* Trennwände *k* und *l*, die mit nicht beheizten Niederfallröhren *m* und *n* für die beiden so gebildeten Abteilungen des hinteren Teiles in sich geschlossene, getrennte Wasserumläufe sichern.

Kl. 17. Nr. 238342. Oberflächenkondensator. W. Häusermann, Berlin. Der niederzuschlagende Dampf tritt bei *b* in den Kondensator *a*. Das Kondensat tritt bei *c* aus. Das Kühlwasser tritt bei *d* ein und strömt zunächst durch den unteren Teil des Kondensators, der als Strahlpumpe ausgebildet ist. Beim Uebergang *g* der Düse *e* zum Diffusor *f* wird das Luft- und Dampfgemisch abgesaugt. Das aus *f* austretende, mit dem Gemisch beladene Kühlwasser strömt dann weiter durch die Röhren *r*, *r* und tritt bei *h* aus.

Kl. 18. Nr. 241322. Begichten von mehreren Hochöfen. H. Aumund, Danzig-Langfuhr. Die Laufkatze *a* hat zwei Lasthaken, *b* für die leeren und *c* für die vollen Kübel. Beim Aufwärtsfahren nimmt *b* zunächst den auf Wagen *d* herangefahrenen leeren Kübel ab und gibt sodann den an *c* hängenden vollen Kübel an ihn ab. Beim Niederfahren nimmt *c* zunächst einen vollen Kübel vom Zubringerwagen *e* ab, dann setzt *b* den mitgebrachten leeren Kübel auf den Wagen *e* ab.

Kl. 20. Nr. 246909. Seitenführung für Kuppelstangen. Lokomotivfabrik Krauß & Co. A.-G., Linz a. d. Donau. Die hintere Achse *a* ist Triebachse und in ihrer Längsrichtung nicht verschiebbar gelagert. Die beiden andern Achsen *b*, *b* sind im Gestell in ihrer Längsrichtung verschiebbar und derart zwangläufig miteinander verbunden, daß sie sich in entgegengesetzten Richtungen bewegen. Die erforderlichenfalls mit Gelenken versehenen Kuppelstangen *c* verbinden die Kurbelzapfen der Achsen *a*, *b*, *b* und greifen an Kurbeln einer im Gestell fest gelagerten Blindwelle *d* an, die so das zweite Ende der Kuppelstangen seitlich sicher führen.

Kl. 20. Nr. 246926. Drehgestellwiege. L. Othegraven, Dortmund. Ueber den Aufhängebolzen *a* des Pendels *p* ist lose eine Rolle *b* geschoben, die in dem zu einer zylindrischen Pfanne ausgearbeiteten Bolzenloch *e* des am Drehgestell angebrachten Wiegenaufhängestückes *c* gelagert ist, so daß der Aufhängebolzen Seitenbewegungen in der Schwingungsebene der Wiege ausführen kann.

Kl. 24. Nr. 238598. Drehrost-Gaserzeuger. A. Lüderitz, Köln. Um das Aufsteigen der Feuchtigkeit aus dem Wasserverschluß in die Asche und damit deren Verhärtung und daraus folgende Verstopfungen zu vermeiden, ist die Brennstoffsäule *a* im Gaserzeugerschacht *b* vom Wasserverschluß *c*, *d* durch eine Luftschicht *f* getrennt. Dies wird erreicht durch einen Rost *h* mit einem luftdurchlässigen Rostdorn *g*, der die Brennstoffsäule abstützt und mit seiner rohrartigen Verlängerung *i* auf der Wasserabschlußschale sitzt.

Kl. 46. Nr. 238619. Steuerung für Zweitakt-Verbrennungskraftmaschinen. Williams & Robinson Limited und J. C. Peache, Rugby, Victoria Works, England. Im Arbeitszylinder *a* wird der Rohrschieber *b*, in dem der Kolben *f* läuft, von den auf der Kurbelwelle *d* sitzenden Exzentern *c* auf und nieder bewegt. *f* läuft mit *b*, der zwei Lochreihen *h* und *i* hat, im wesentlichen gleich, hat aber einen längeren, meist doppelt so großen Hub. Die Exzenter *c* haben zweckmäßig eine Voreilung von 15° gegenüber der Kurbel *k*.

Kl. 47. Nr. 238002. Kugel- und Rollenlager. M. Sykes und Ferguson Limited, Kettering (Großbrit.). Die Kugeln *a* laufen in derselben Bahn wie die Rollen *b*. Die Rollen *b* haben größeren Laufdurchmesser als die Kugeln *a*, diese aber ragen seitlich über die Rollen hinaus, so daß die Rollen *b* den radialen Druck zwischen den Laufringen *c* und *d*, die Kugeln *a* den axialen Druck zwischen den seitlichen Ringen *f* und *g* aufnehmen.

Kl. 49. Nr. 241237. Riemenfallhammer. P. W. Haszel, G. m. b. H. (Maschinenfabrik und Eisengießerei), Hagen i. Westf. Der Heberiemen *a* für den Hammerbär *b* ist mit seinem einen Ende bei *c* am Maschinengestell fest aufgehängt und um eine am Hammerbär angebrachte lose Rolle *d* geführt. Die zum Heben des Bärs erforderliche Kraft wird hierdurch auf die Hälfte vermindert.

Kl. 59. Nr. 241961. Regel- und Entleervorrichtung für Kolbenpumpen. M. Ruckdeschel, Ansbach. Der Druckraum *a* und der Arbeitsraum *b* der Pumpe können durch Kanäle *c*, *d* mit dem Saugraum *e* verbunden werden. Die Kanäle werden durch einen gemeinsamen Hahnkegel *f* gesteuert.

Kl. 49. Nr. 242542. Bohrmaschine. Joh. Manegold Nachfl., Hagen. Die Spindel *a* wird durch eine Reibkupplung selbsttätig zwischen der mit *a* fest verbundenen Hülse *b* und der Vorschubhülse *c* vorgeschoben, die sich im Gestell *d* abwärtsschraubt. Findet der Bohrer beim Eindringen zu großen Widerstand, so drückt sich eine zwischen *c* und dem Druckring *e* der Spindel liegende elastische Zwischenlage *f* zusammen, wodurch der Kupplungsdruck zwischen *b* und *c* verringert oder aufgehoben wird.

Kl. 59. Nr. 242320. Druckstopfbüchse für Kreiselpumpen. W. Lehmann, Brünn. Wenn sich einer der Schlitze *a* auf der umlaufenden Wellenbüchse *b* am Kanal *c* vorbeibewegt, tritt ein Strahl des Treibmittels aus der letzten Druckstufe *d* der Pumpe aus, saugt reines Wasser aus dem Raume *e* durch Schlitze *f* an und erzeugt in *e* wie auch im Ringraume *g* eine Luftverdünnung, wodurch Frischwasser sowohl zur Dichtungsstelle *h*, wie auch vom Raume *i* aus zum Raum *e* gesaugt wird, so daß die Dichtungsstellen durch unreine Treibmittel nicht beschädigt werden.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandsrates am 8. und 9. Juni 1912 in Stuttgart.

(Dieser Versammlung ging am 7. Juni eine Versammlung des Vorstandes[1]) voraus, deren Ergebnisse in den folgenden Verhandlungen zum Ausdruck kommen.)

Anwesend
vom Vorstand:

Hr. Osk. v. Miller, Vorsitzender,
» C. Fehlert, Vorsitzender-Stellvertreter,
» O. Taaks, Kurator,
» E. Bogatsch, » R Diesel, » A. Heil, » E. W. Köster – Beigeordnete,
» Treutler, Vorsitzender des Gesamtvereines 1909
» Sorge » » » 1910 u. 1911.

als Abgeordnete der Bezirksvereine:

Bezirksverein	Abgeordneter
Aachen	Hr. W. Zimmermanns
»	» F. Rötscher
Augsburg	» W. Heyder
Bayern	» H. Ries
»	» O. Knoblauch
Berg	» C. Breidenbach
»	» Otto Voigt
Berlin	» M. Frauendienst
»	» K. Hartmann
»	» A. Herzberg
»	» Eug. Meyer
»	» G. Schlesinger
»	» J. Souchon
»	» W. Stiel
»	» R. Veith
Bochum	» M. Kuhlemann
Bodensee	» F. v. Zeppelin jr.
»	» F. Honer
Braunschweig	» R. Schöttler
Bremen	» E. Kotzur
Breslau	» H. Debusmann
»	» F. Wagner
Chemnitz	» C. A. Weißbach
»	» E. R. Vetter
Dresden	» O. Barnewitz
»	» W. Meng
»	» A. Andersen
Elsaß-Lothringen	» Fr. Hohenemser
»	» Rich. Greiner
Emscher	» G. Hußmann
Franken-Oberpfalz	» H. Fieth
»	» B. Winter-Günther
»	» M. v. Zochowsky
Frankfurt	» L. Zweigle
»	» S. Duffner
Hamburg	» K. Thomae
»	» R. Kroebel
Hannover	» L. Klein
»	» R. Gail
Hessen	» G. Henkel
Karlsruhe	» K. Eglinger
»	» P. Straube
Köln	» H. Claaßen
»	» Alb. Bonger
»	» H. Koschmieder
Lausitz	» Wilh. Heim
»	» H. Voigt
Leipzig	» L. Kruft
»	» C. H. Jaeger
Lenne	» C. Block
Mark	» Fr. Schmetzer
Magdeburg	» F. Haier
»	» H. Storck
Mannheim	» H. Overath
»	» L. Post
Mittelrhein	Hr. E. Helmrath
Mittelthüringen	» A. Rohrbach
Mosel	» H. Weber
Niederrhein	» P. Karsch
»	» J. Körting
»	» Fr. Frölich
Oberschlesien	» Paul Müller
»	» W. Schulte
Ostpreußen	» O. Rolin
Pfalz-Saarbrücken	» Fr. Lux
»	» O. v. Horstig
Pommern	» O. Wendt
Posen	» C. Benemann
Rheingau	» N. Furkel
Ruhr	» K. Mathée
»	» A. Breuer
Sachsen-Anhalt	» L. Gellendien
Schleswig Holstein	» T. Schwarz
Siegen	» A. Ullrich
Teutoburg	» K. Reyscher
Thüringen	» C. Thieme
»	» P. Reuter
Unterweser	» W. Jungclaus
Westfalen	» Staudinger
»	» Otto Meyer
Westpreußen	» Chr. Prinz
Württemberg	» A. Bantlin
»	» C. v. Bach
»	» E. Gminder
»	» W. Maier
Zwickau	» L. Hummel

[1]) s. Z. 1912 S. 1258.

Ferner anwesend:

zu Punkt 4 der Tagesordnung Hr. Hjarup u. Hr. Schnaß,
» » 10 » » . . . . » P. Beck,

Hr. D. Meyer und Hr. G. Linde, Direktoren des Vereines.

Erste Sitzung

Sonnabend, den 8. Juni 1912.

(Beginn vormittags 9 Uhr.)

Vorsitzender: Hr. v. Miller.

1) Eröffnung durch den Vorsitzenden.
Feststellung der Anwesenheitsliste.

Der Vorsitzende eröffnet die Sitzung und begrüßt die Erschienenen, insbesondere den Vertreter des jüngsten Bezirksvereines, des Mosel-Bezirksvereines.

Die Versammlung genehmigt, daß einige Beamte des Vereines zur Unterstützung des Vorstandes und der Direktoren bei den Verhandlungen anwesend sind.

Die Versammlung erklärt sich mit der Absendung folgenden Telegramms einverstanden:

Geh. Regierungsrat Jos. Pützer, Aachen.
Dem Senior des Ingenieurvereines sendet der gelegentlich der 53 sten Hauptversammlung in Stuttgart versammelte Vorstandsrat herzlichen Gruß mit dem Wunsche ferneren Wohlergehens.

Die Liste der Anwesenden wird festgestellt.

2a) Ernennung zweier Schriftführer.

Zu Schriftführern werden die Herren Koschmieder-Köln und Stiel-Berlin ernannt.

2b) Wahl von drei Mitgliedern des Vorstandsrates, welche die Verhandlungsberichte des Vorstandsrates und der Hauptversammlung zu genehmigen haben.

Es werden die Herren Bantlin-Stuttgart, Körting-Düsseldorf und Wagner-Breslau gewählt.

2c) Wahl von Mitgliedern des Wahlausschusses.

Zu Mitgliedern des Wahlausschusses werden einstimmig gewählt die Herren:

v. Bach, Heil, Heyder, Klein, Lux, Schöttler, Treutler,

zu stellvertretenden Mitgliedern des Wahlausschusses die Herren:

Block, Debusmann, Herzberg, Hußmann, Mühlmann, Scheit, Thomae.

3) Geschäftsbericht der Direktoren.

Auf eine Verlesung des Geschäftsberichtes [1]) wird verzichtet, Einwendungen werden gegen denselben nicht erhoben.

4) Rechnung des Jahres 1911.
Bericht der Rechnungsprüfer.

Hr. Hjarup teilt aus dem Bericht der Rechnungsprüfer mit, daß folgende Posten überschritten worden sind:

»Hauptversammlung« um . . . . 181,10 ℳ
»Zur Verfügung des Vorstandes
a) für laufende Ausgaben« um . . . . 170,87 »
»Jahrbuch für Geschichte der Technik und Industrie« um . . . . 2038,00 »
»Wissenschaftliche Arbeiten« um . . . . . 22712,64 »

Die Rechnungsprüfer halten es für wünschenswert, daß die Posten »Redaktion« und »Geschäfts- und Kassenführung« in Zukunft so gegliedert werden, daß aus ihnen zu ersehen ist, aus welchen Hauptposten sich die Ausgaben zusammensetzen; besonders müßten die Gehälter getrennt aufgeführt werden.

Der Vorstand hat die Geschäftstelle bereits angewiesen, dieser Anregung bei der Aufstellung der Betriebsrechnung für das Jahr 1912 Folge zu geben.

Hr. Kruft bittet um Auskunft über die Aufwendungen für »Rohrnormalien«.

Hr. v. Bach teilt als Vorsitzender des Rohrleitungsausschusses mit, daß die Kosten für Versuchskörper, die nach Maßgabe der Beschlüsse des Ausschusses zu prüfen waren (Bericht hierüber wird in der Zeitschrift veröffentlicht werden) und die von der Firma Gebr. Sulzer ausgeführt worden sind, rund 8300 ℳ betragen haben, während sich die Prüfungskosten auf rund 2870 ℳ beliefen.

Der Vorstandsrat beschließt, der Hauptversammlung vorzuschlagen, die Rechnung des Jahres 1911 [2]) zu genehmigen und dem Vorstand Entlastung zu erteilen.

5) Verleihung von Ehrungen.

Der Wahlausschuß beantragt, der Hauptversammlung vorzuschlagen, die Grashof-Denkmünze Hrn. Geh. Kommerzienrat Dr.-Ing. h. c. Paul Mauser-Oberndorf zu verleihen und Hrn. Maschinenfabrikant H. Blecher-Barmen zum Ehrenmitglied zu ernennen.

Hr. Fehlert begründet die Anträge.

Die Versammlung ist mit den Vorschlägen einstimmig einverstanden.

6) Wahl des Vorsitzenden-Stellvertreters und eines Beigeordneten im Vorstande.

Die Versammlung wählt auf Vorschlag des Wahlausschusses zum Vorsitzenden-Stellvertreter für die Jahre 1913, 1914 und 1915 Hrn. Geh. Regierungsrat Karl Hartmann, Regierungs- und Gewerberat in Berlin, und zum Beigeordneten im Vorstande für die gleichen Jahre Hrn. Otto Cornehls, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik in Hamburg.

Hr. Hartmann: Ich danke Ihnen herzlich für den Beweis des Vertrauens, den Sie mir durch die Wahl gegeben haben.

Ich möchte kurz darlegen, wie ich die Aufgaben meines Amtes auffasse.

Zunächst glaube ich, daß der Verein deutscher Ingenieure nach wie vor den Ueberlieferungen folgen muß, die ihn groß gemacht haben, indem er seine Hauptaufgabe in der Förderung der technischen Wissenschaften und des Ingenieurstandes sieht.

[1]) s. Z. 1911 S. 572.

[2]) s. Z. 1911 S. 614/15.

Ferner sehe ich die Aufgabe des Vorstandes darin, daß er bemüht sein muß, die Meinungen der verschiedenen Bezirksvereine zu vereinigen. Er ist meiner Auffassung nach nur ein Organ, welches das zum Ausdruck bringen soll, was die vorherrschende Meinung der Vereinsmitglieder ist.

Der dritte Gesichtspunkt, der für mich leitend sein wird, ist auch einer von denen, die den Verein hochgebracht haben: die unbedingte Unparteilichkeit. Der Verein soll immer über den Parteien stehen, er soll niemals das Interesse von Sondergruppen vertreten.

7) Vorschläge zur Wahl zweier Rechnungsprüfer und ihrer Stellvertreter für die Rechnung des Jahres 1912.

Auf Vorschlag des Wahlausschusses beschließt die Versammlung, als Rechnungsprüfer die Herren Hjarup-Berlin und Schnaß-Düsseldorf und als deren Stellvertreter die Herren Schmetzer-Frankfurt a. O. und Tellmann-Magdeburg der Hauptversammlung vorzuschlagen.

8) Hilfskasse für deutsche Ingenieure.

Der Bericht des Kuratoriums für das Jahr 1911 liegt gedruckt vor [1]).

Uebersicht der Beiträge der Bezirksvereine im Verhältnis zur Mitgliederzahl.

Nr.	Bezirksverein	Beitrag 1911 ℳ	Mitgliederzahl	auf jedes Mitglied entfällt ℳ	₰
1	Sächsisch-Anhaltinischer	300	217	1	38
2	Märkischer	100	85	1	17
3	Ostpreußischer	100	92	1	08
4	Siegener	200	196	1	02
5	Niederrheinischer	800	878	0	91
6	Kölner	600	749	0	80
7	Aachener	250	318	0	79
8	Oberschlesischer	300	441	0	68
9	Zwickauer	100	148	0	67
10	Pommerscher	150	243	0	61
11	Leipziger	300	493	0	60
12	Hannoverscher	300	529	0	56
13	Württembergischer	550	994	0	55
14	Ruhr-	300	565	0	53
15	Teutoburger	50	94	0	53
16	Mittelrheinischer	50	99	0	50
17	Frankfurter	250	505	0	49
18	Bremer	100	206	0	48
19	Lausitzer	150	307	0	48
20	Lenne-	100	208	0	48
21	Berliner	1500	3130	0	47
22	Magdeburger	150	316	0	47
23	Westpreußischer	100	213	0	46
24	Augsburger	100	228	0	43
25	Bayerischer	200	413	0	41
26	Breslauer	200	492	0	40
27	Hamburger	200	508	0	39
28	Posener	50	126	0	39
29	Unterweser-	50	126	0	39
30	Karlsruher	100	274	0	36
31	Bochumer	100	291	0	34
32	Dresdener	200	600	0	33
33	Pfalz-Saarbrücker	200	601	0	33
34	Schleswig-Holsteinischer	50	153	0	32
35	Thüringer	100	311	0	32
36	Hessischer	50	160	0	31
37	Chemnitzer	150	495	0	30
38	Bergischer	100	345	0	28
39	Westfälischer	100	399	0	25
40	Fränkisch-Oberpfälzischer	150	630	0	23
41	Mannheimer	100	462	0	21
42	Elsaß-Lothringer	100	484	0	20
43	Rheingau-	50	267	0	18
44	Braunschweiger	50	270	0	14
45	Mittelthüringer	30	203	0	14
46	Bodensee-	50	401	0	11
47	Emscher-	–	104	—	—
48	Mosel-	—	—	—	—

[1]) s. Z. 1911 S. 654.

Hr. Fehlert berichtet über einige Wünsche, die dem Kuratorium der Hilfskasse aus den Kreisen der Bezirksvereine übermittelt wurden:

Der Aachener B.-V. hat angeregt, für die Folge den Bericht des Kuratoriums durch eine Uebersicht über die Beiträge der Bezirksvereine im Verhältnis zu ihrer Mitgliederzahl zu ergänzen. Das Kuratorium hat dieser Anregung durch den vorstehend abgedruckten Nachtrag zum Bericht entsprochen.

Der Bochumer B.-V. hat darauf hingewiesen, daß die Hilfskasse in außergewöhnlichem Maße vom Berliner B.-V. in Anspruch genommen werde. Es sei angemessen, daß der Vorstand den Berliner B.-V. anhalte, einen höheren Beitrag zur Hilfskasse abzuführen. Selbst wenn man den besondern Betrag berücksichtige, den der Berliner B.-V. aus einem ihm zur Verfügung stehenden Kapital jährlich beisteuere, ständen doch schon seit Jahren die aus der Hilfskasse gezahlten Unterstützungssummen für Mitglieder des Berliner B.-V. in starkem Mißverhältnis zu den vom Bezirksvereine gezahlten Beiträgen.

Für diese Bemerkung ist das Kuratorium der Hilfskasse dem Bochumer B.-V. besonders dankbar, weil sie Gelegenheit gewährt, über die Beanspruchung der Hilfskasse durch Mitglieder des Berliner B.-V. Aufklärung zu geben, obwohl dies schon mehrfach geschehen ist; denn im Jahre 1905 hat der Vertreter des Aachener B.-V. eine Anfrage gestellt und im Jahre 1911 der Frankfurter B.-V. Ich habe in Breslau erklärt, daß das Kuratorium nicht nach den Beiträgen der einzelnen Bezirksvereine, sondern nur nach der Bedürftigkeit der Bittsteller Unterstützungen bewilligt. Dieser Grundsatz ist unter Zustimmung der Versammlung des Vorstandsrates in Breslau auch vom Herrn Kurator gebilligt worden. Ein andres Verfahren würde auf die Tätigkeit des Kuratoriums lähmend einwirken und unter Umständen sogar die Gewährung von Unterstützungen in Fällen unmöglich machen, in denen nach gewissenhafter Prüfung unbedingt Hülfe zu gewähren ist. Selbst wenn man am Anfang des Jahres feststellen wollte, wieviel Unterstützung auf die einzelnen Bezirksvereine ihren Beiträgen entsprechend entfällt, würde es doch schwer sein, die dadurch vorgeschriebenen Grenzen in der Unterstützung innezuhalten.

Gleichwohl möchte ich mir erlauben, bezüglich der Inanspruchnahme der Hilfskasse durch den Berliner B.-V. darauf hinzuweisen, daß der Berliner B.-V. und seine Mitglieder bisher mehr als die Hälfte des gesamten Kapitalvermögens der Hilfskasse gesammelt haben. Im einzelnen sind es die folgenden Summen:

1895	Beitrag eines Mitgliedes	3000 ℳ
»	Ueberweisung des Festausschusses der Hauptversammlung Berlin 1894	1000 »
1896	Beitrag eines Mitgliedes	7000 »
1901	Sammlung Riedler rd.	55000 »
1906	Ueberweisung des Festausschusses der Hauptversammlung Berlin 1906	10000 »
1909	Anteil an der allgemeinen Sammlung rd.	4000 »
	im ganzen	80000 ℳ

Im vergangenen Jahre hat der Gesamtverein beigetragen	16000 ℳ
davon sind verbraucht worden rd.	11000 »

Somit würden bei einer Mitgliederzahl von rd. 3200 auf den Berliner B.-V. entfallen

$$\frac{11000 \cdot 3200}{24000} = \text{rd. } 1470 \text{ ℳ}.$$

Hiernach hätte der Berliner B.-V. beanspruchen können:

Zinsen von 80000 ℳ zu 4 vH	3200 ℳ
Anteil am Beitrag des Gesamtvereines	1470 »
seinen eigenen Beitrag	1500 »
im ganzen	6170 ℳ

Tatsächlich sind im verflossenen Jahre Unterstützungen gewährt:

an Mitglieder des Berliner B.-V.	1820 ℳ
an Hinterbliebene	3350 »
im ganzen rd.	5170 ℳ

Der Berliner B.-V. schneidet also gar nicht so schlecht ab. Nun haben wir aber noch folgende Beobachtung machen können. Es ist allerdings keine Statistik, die darüber aufgestellt werden kann, aber wir machen die Erfahrung, daß diejenigen Herren, denen es wirtschaftlich schlecht geht, sehr geneigt sind, nach Berlin zu ziehen. Sie werden dann Mitglieder des Berliner Bezirksvereines, haben aber den größten Teil ihrer Tätigkeit in dem Bereich eines andern Bezirksvereines zugebracht. Die Unterstützung solcher Herren geht schließlich zu Lasten des Berliner B.-V., was aber nichts schadet. Meine Rechnung soll nur bezwecken, der Annahme entgegenzuwirken, daß der Berliner B.-V. bevorzugt werde. Tatsächlich haben wir nie danach gefragt, ob der Herr diesem oder jenem Bezirksverein angehört.

Schließlich möchte ich noch auf die am Schlusse des Berichtes stehende Bemerkung über Vermächtnisse hinweisen. Ich muß zu meinem Bedauern feststellen, daß bis jetzt der Hilfskasse nur sehr spärlich Vermächtnisse zugeflossen sind. Ich richte daher an die Vertreter der Bezirksvereine die herzliche Bitte, in ihren Kreisen darauf hinzuwirken, daß die Hilfskasse recht häufig in letztwilligen Verfügungen bedacht werde. Dem Kuratorium ist es oft nicht möglich, ausgiebige Hülfe zu gewähren, weil es im Einzelfall nicht über 600 bis 800 ℳ hinausgehen kann. Als ich diese Not einem alten Freunde aus dem Berliner Bezirksverein klagte, teilte er mir mit, daß er dem Verein deutscher Ingenieure 40000 ℳ zur Ueberweisung an die Hilfskasse vermachen werde. Ich bitte Sie nochmals, wirken Sie in Ihren Kreisen dahin, daß der Hilfskasse größere Mittel zugeführt werden, sei es auf dem Wege des Vermächtnisses oder durch Schenkungen.

Hr. Kuhlemann erklärt sich namens des Bochumer B.-V. durch die Ausführungen des Hrn. Fehlert für völlig befriedigt.

Hr. Zweigle hofft, daß die heutigen Verhandlungen die Bezirksvereine mit niedrigen Beiträgen anregen werden, der Hilfskasse größere Mittel zur Verfügung zu stellen.

Hr. Honer bittet, mit der Zusammenstellung über die Beitraghöhe der einzelnen Bezirksvereine auch die Beanspruchung der Hilfskasse durch dieselben veröffentlichen zu wollen. Hieraus würde ersichtlich sein, daß die Mitglieder des Bodensee-B.-V. bisher die Hilfskasse überhaupt nicht in Anspruch genommen haben.

Hr. Taaks ist der Ansicht, daß die Behauptung, ein Bezirksverein habe die Hilfskasse niemals in Anspruch genommen, insofern nicht uneingeschränkt aufgestellt werden könne, als durch den Wechsel des Wohnsitzes von Mitgliedern, insbesondere aber von Witwen, eine Unterstützung oft zu Lasten eines Bezirksvereines geht, die eigentlich einem andern Bezirksverein zugeschrieben werden müßte.

Hr. Fehlert hält aus den von Hrn. Taaks angegebenen Gründen die Anregung des Hrn. Honer zur Beurteilung der tatsächlichen Verhältnisse nicht für geeignet und auch nicht für durchführbar. Soweit als möglich gebe die im Bericht des Kuratoriums enthaltene Zusammenstellung bereits Aufschluß über das Verhältnis, in dem die Unterstützten zu den Bezirksvereinen und zum Gesamtverein stehen.

Hr. Sorge rät davon ab, in der Rechnungslegung über die gewährten Unterstützungen allzuweit zu gehen, weil dadurch nur Unstimmigkeiten innerhalb des Vereines und der Bezirksvereine herbeigeführt werden können. Es handle sich darum, bedürftige Fachgenossen zu unterstützen, gleichgültig, woher sie kommen. Zu dem Kuratorium habe man das Vertrauen, daß es nach bestem Wissen und Ermessen entscheidet.

Hr. Köster spricht sich gleichfalls gegen die Anregung des Hrn. Honer aus und schließt sich dem Wunsch an, daß der Hilfskasse von einzelnen und von den Bezirksvereinen reichlichere Mittel zum Wohle unterstützungsbedürftiger Berufsgenossen zufließen möchten.

Hr. Hohenemser teilt mit, daß der Elsaß-Lothringer B.-V. in einem sehr dringenden Falle unter seinen Mitgliedern eine Sammlung veranstaltet habe, deren ansehnliches Ergebnis in ganz kurzer Zeit dem Hülfsbedürftigen zugewiesen werden konnte. Diese Selbsthülfe empfehle sich in Fällen, wo das Herantreten an die Hilfskasse zu zeitraubend ist.

Die Rechnung der Hilfskasse für deutsche Ingenieure für das Jahr 1911 wird genehmigt.

Dem Kuratorium wird der Dank der Versammlung ausgesprochen.

In das Kuratorium der Hilfskasse werden die Herren Fehlert, Herzberg und Krause wiedergewählt.

9) Rechnung 1911 der Pensionskasse für die Beamten des V. d. I.

Die Versammlung beschließt, der Hauptversammlung vorzuschlagen, die Rechnung der Pensionskasse[1]) zu genehmigen und dem Vorstand Entlastung zu erteilen.

Die Versammlung erklärt sich damit einverstanden, daß zunächst Punkt

21) Ort der nächsten Hauptversammlung,

beraten wird.

Hr. Kruft übermittelt die Einladung des Leipziger B.-V., die nächste Hauptversammlung in Leipzig abzuhalten.

Die Versammlung beschließt, der Einladung Folge zu geben.

Der Vorsitzende beantragt namens des Vorstandes, zu der Hauptversammlung in Leipzig die American Society of Mechanical Engineers einzuladen.

Die Versammlung beschließt demgemäß.

Die Versammlung erklärt sich ferner damit einverstanden, daß die Hauptversammlung in den Tagen vom 23. bis 25. Juni 1913 abgehalten wird und daß zur Erledigung der Vorbereitungen der Vorstand sich durch einen Ausschuß ergänzt.

Hr. Winter-Günther regt an, den dem Vorstande beizugebenden Ausschuß durch je ein Mitglied der Bezirksvereine zu ergänzen, die durch den Besuch der amerikanischen Ingenieure berührt werden.

10) Fürsorgebestimmungen für die Beamten des Vereines.

Hr. Beck berichtet, daß die Beratungen im Vorstande, an denen er als Mitglied des Pensionskassen-Ausschusses teilgenommen hat, zu folgendem Ergebnis geführt haben:

Der vom Vorstand in seiner Sitzung am 18. März d. J. beschlossene Entwurf der Fürsorgebestimmungen für die Beamten des Vereines deutscher Ingenieure ist versicherungstechnischen und rechtskundigen Sachverständigen zur Begutachtung vorgelegt worden. Mit Rücksicht auf die neuen Vorschläge dieser Sachkundigen und im Hinblick auf die Wünsche der Beamten sieht sich der Vorstand genötigt, vorzuschlagen, die Beratung der Angelegenheit zu vertagen.

Hr. Hartmann unterstützt den Vorschlag auf Vertagung, bittet aber, bei den weiteren Beratungen daran festzuhalten, daß für die Beamten, denen bereits vertraglich eine Fürsorge zugesichert ist, durch die Neuregelung keine Verschlechterung eintritt.

Hr. Claaßen beantragt namens des Kölner B.-V., außer den im Haushaltplan vorgesehenen 40000 ℳ der Pensionskasse 150000 ℳ zu überweisen.

Hr. Beck mißt einer solchen Maßnahme keine Bedeutung zu. Es müßte denn sein, daß jetzt Beschlüsse gefaßt würden, die das Vermögen des Vereines soweit berühren, daß die Möglichkeit, den Betrag von 150000 ℳ zur Verfügung zu halten, dadurch irgendwie in Frage gestellt würde.

Hr. Schwarz beantragt:

»Für die Vorarbeiten des Entwurfes der Fürsorgebestimmungen für die Beamten des Vereines deutscher Ingenieure ist ein Ausschuß aus Mitgliedern verschiedener Bezirksvereine zu wählen, welche zunächst eine eingehende Umfrage über die Richtlinien der Fürsorgebestimmungen anzustellen haben.«

Hr. Claaßen kann sich der Ansicht des Hrn. Beck nicht anschließen. Eine richtige Finanzwirtschaft verlange, daß man jederzeit weiß, wohin die Gelder gehören. Tatsächlich habe der Verein gegenüber der Pensionskasse Schulden. Es sei erforderlich, das Kapital der Pensionskasse soweit zu erhöhen, daß die Verpflichtungen erfüllt werden können. Wenn man entsprechend dem Antrage des Kölner B.-V. 150000 ℳ aus dem Vermögen absondere, so erscheine das Vermögen etwas kleiner, und man werde sich mit den Ausgaben auch hiernach richten.

Hr. Taaks: Nach dem Gutachten eines Rechtssachverständigen habe die Rückstellung für die Pensionskasse dem Vermögen des Vereines gegenüber gar keine Wirkung. Die Rückstellung sei und bleibe ein Teil des Vereinsvermögens, über das der Verein frei schalten könne. Eine Rückschreibung zum Vermögen bedürfe demnach gar keiner Formalität, auch keiner Beschlußfassung. Er halte es allerdings für erforderlich, daß man sich über die Höhe des zurückzulegenden Betrages klar sei. Diesen zu berechnen sei man aber augenblicklich nicht in der Lage. Es scheine daher richtiger zu sein, die Angelegenheit zu vertagen, als eine Summe zurückzustellen, die ein falsches Bild gibt.

Hr. Claaßen hält eine Rücklage zwar nicht nach rechtlichen, aber nach kaufmännischen Grundsätzen für erforderlich; der Verein müsse seine Finanzen wie ein richtiger Kaufmann gestalten.

Hr. Heil hält den Antrag des Kölner B.-V. auch aus kaufmännischen Rücksichten für unrichtig. Nach kaufmännischen Grundsätzen müßte eine Rücklage gemacht werden, die sämtliche Verpflichtungen deckt. Daher sei es richtiger, mit der Rücklage bis zur endgültigen Regelung zu warten. Es empfehle sich ferner, dem Antrage des Hrn. Schwarz nicht Folge zu geben, da sich ein neuer Ausschuß mit großer Mühe in die ziemlich verwickelte Angelegenheit erst einarbeiten müsse. Man solle es daher dem Vorstand überlassen, sich durch einen oder zwei Sachverständige zu ergänzen, aber von der Wahl eines neuen Ausschusses absehen.

Hr. v. Bach macht zunächst darauf aufmerksam, daß ein Vertagungsantrag des Vorstandes vorliegt. In bezug auf den Antrag des Kölner B.-V. hält er es für bedenklich, nachdem man darüber klar sei, daß die vom Kölner B.-V. beantragten 150000 ℳ nur einen Bruchteil der erforderlichen Rücklage darstellen, die Rückstellung ohne weiteres zu beschließen, bevor man den Haushaltplan beraten habe. Er bittet den Vertreter des Kölner B.-V., den Antrag jetzt zurückzuziehen.

Hr. Claaßen zieht den Antrag zurück unter der Voraussetzung, daß stets bei Bewilligung von Ausgaben darauf Rücksicht genommen wird, daß gegenüber der Pensionskasse Verpflichtungen in beträchtlicher Höhe bestehen.

Hr. Bogatsch erinnert daran, daß die von Hrn. Schwarz gewünschte Umfrage bereits vorliege. Schon vor zwei Jahren habe der Vorstand ein bestimmtes Programm mit ausführlicher Begründung vorgelegt, das in den Bezirksvereinen eingehend beraten worden sei. Hieraus hätten sich Richtlinien ergeben, nach denen verfahren werden soll. Einige neue Gesichtspunkte seien nur durch die neuen Mitglieder des Vorstandes und durch das Versicherungsgesetz für Angestellte hineingetragen worden. Es sei daher nicht erforderlich, die ganze Frage noch einmal von neuem aufzurollen. Er empfehle daher, dem Antrage des Hrn. Schwarz nicht stattzugeben.

Hr. Schwarz und Hr. Zimmermanns halten es für wünschenswert, daß den Bezirksvereinen ausführliche Unterlagen möglichst frühzeitig zugehen.

Der Antrag Schwarz wird abgelehnt.

Die Versammlung erklärt sich mit der Vertagung der Angelegenheit einverstanden.

11) Berichte des Vorstandes.

a) Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure.

Hr. D. Meyer berichtet über die im verflossenen Geschäftsjahr an der Technischen Hochschule Karlsruhe abgehaltenen Hochschulkurse[1]).

Hr. Eugen Meyer macht Mitteilungen über den in diesem Jahre von der Technischen Hochschule Berlin geplanten Kursus[2]).

Hr. Wendt bittet, die Zeitdauer der Kurse zu beschränken, damit eine möglichst große Anzahl von Ingenieuren daran teilnehmen kann.

Hr. Schlesinger weist darauf hin, daß bei dem von der Technischen Hochschule Berlin geplanten Kursus die Vorlesungen über Elektrotechnik in den ersten Tagen, die über allgemeinen Maschinenbau in den folgenden Tagen abgehalten werden. Wenn also ein Teilnehmer auf eine

[1]) s. Z. 1911 S. 618.

[1]) Vergl. Z. 1912 S. 576.

[2]) Vergl. Z. 1912 S. 1060 und Beilage.

bestimmte Gruppe Vorlesungen keinen Wert lege, so stehe es ihm frei, erst später zu dem Kursus einzutreffen und damit Zeit zu sparen.

Hr. Taaks macht auf die letzten Veröffentlichungen des Deutschen Ausschusses für Technisches Schulwesen aufmerksam. Band III der Veröffentlichungen enthält die Arbeiten auf dem Gebiete des technischen niederen Schulwesens[1]), Band IV Berichte aus dem Gebiete des technischen Hochschulwesens.

b) Hebung des wissenschaftlichen Lebens in den Bezirksvereinen.

Hr. D. Meyer berichtet über die bei der Geschäftstelle geschaffene Vermittlungsstelle für Vorträge: Eine Erweiterung dieser bereits bestehenden Einrichtung ist insofern in Aussicht genommen, als zu einem bestimmten Termin jedes Jahres den Bezirksvereinen eine Liste von Vorträgen zur Verfügung gestellt werden soll, die im Laufe des Jahres an allen Stellen gehalten worden sind, die sich technisch-wissenschaftlich betätigen. Die Bezirksvereine können aus dieser Liste Anregungen zur Wahl ihrer Vorträge entnehmen und sich dann der Vermittlung der Geschäftstelle bedienen.

Der Vorstand beabsichtigt ferner, den Bezirksvereinen die Vorführungen kinematographischer Aufnahmen möglichst zu erleichtern. Er hat hierzu folgende Maßnahmen in Aussicht genommen: Es ist anzunehmen, daß an vielen Orten kinematographische Apparate zur Verfügung stehen werden, auch geeignete Leute, um sie vorzuführen; an andern Stellen wird das nicht der Fall sein. Um auch für diese Fälle gedeckt zu sein, ist die Beschaffung eines eigenen Apparates für Aufnahme und Reproduktion unerläßlich.

Eine zweite Frage ist die Beschaffung der Films. Hierfür gibt es verschiedene Wege. Zunächst wird der Verein selbst Aufnahmen auf seine Kosten machen. Weiter wird der Verein versuchen, von einzelnen Firmen unentgeltlich Films zu erhalten. Es ist anzunehmen, daß er in dieser Beziehung auch Erfolg haben wird; denn es liegt natürlich auch im hohen Interesse der Firmen, ihre Films an dieser unparteiischen, technisch-wissenschaftlichen Stelle vorzuführen. Drittens wird der Verein neue Aufnahmen anregen und versuchen, sie tunlichst unentgeltlich, allenfalls gegen Ersatz der Auslagen zu erhalten. Er wird natürlich bedacht sein, nur solche Aufnahmen herbeizuführen, die rein technisch-wissenschaftlichen Zwecken zu dienen geeignet sind, so daß also jede Reklame und dergleichen dabei ausgeschlossen ist. Als letzter Weg ist noch der gedacht, daß der Verein Films von Händlern kauft. Dabei wird er auch sehen, nach Möglichkeit Ausnahmepreise zu erzielen. Wie weit das gelingen wird, muß erst abgewartet werden.

Die Vorführungen in den Bezirksvereinen denkt sich der Vorstand so, daß die Films entweder den Bezirksvereinen zur Vorführung mit eigenen Apparaten oder in gepachteten Lichtbildertheatern überlassen oder durch den hierfür bestimmten Mann mit dem Apparat des Vereines vorgeführt werden. Die von Firmen aufgenommenen Lichtbilder sollen möglichst von einem Ingenieur dieser Firmen erläutert werden, für den die Reisekosten aus Vereinsmitteln bezahlt werden.

Hr. Kruft macht Mitteilungen über Schwierigkeiten, die bei der Vorführung von kinematographischen Aufnahmen in Leipzig durch die Polizei entstanden sind. Es wäre daher sehr erwünscht, daß der Verein eine eigene Vorführungszelle beschafft. Ferner sei es erforderlich, daß der Vortragende genau mit den kinematographischen Bildern vertraut ist, damit der Vortrag sich in Uebereinstimmung mit dem Gange der Bilder halte. Es empfehle sich daher, daß möglichst immer ein Ingenieur mitgesandt wird.

Hr. Claaßen regt an, daß von der Geschäftstelle nur solche Redner empfohlen werden, die frei sprechen. Er hält es ferner für erwünscht, daß in allen Bezirksvereinen möglichst nur Vorträge von eigenen Mitgliedern gehalten werden; dadurch werde das Vereinsleben mehr belebt und das Interesse an den Vorträgen viel größer. Sehr empfehlenswert sei, für den Fall, daß ein passender Vortrag nicht zur Verfügung stehe, Erörterungsabende einzurichten. Hiermit habe man in Köln sehr gute Erfahrungen gemacht.

Hr. Helmrath und Hr. Schwarz empfehlen, um den polizeilichen Schwierigkeiten zu entgehen, für die Vorführungen ein Lichtbildertheater zu pachten.

Hr. Kroebel berichtet gleichfalls über Schwierigkeiten, die bei der Vorführung von kinematographischen Aufnahmen im Hamburger Bezirksverein durch die Bestimmungen der Polizeibehörde entstanden sind. Das Pachten eines Lichtbildertheaters erfordere immerhin beträchtliche Mittel, außerdem stehe ein solches Theater auch in der Regel nur zu einer ungeeigneten Zeit zur Verfügung.

Hr. Frölich ist der Ansicht, daß die Unterstützung der Bezirksvereine seitens der Geschäftstelle doch nur zu geringem Teile dazu beitragen könne, um das wissenschaftliche Leben in den Bezirksvereinen zu heben. Das müsse vielmehr aus den Bezirksvereinen selbst heraus geschehen. Er empfiehlt, dem Beispiel des Niederrheinischen und des Berliner Bezirksvereines zu folgen und einen technischen Ausschuß einzusetzen, der zugleich auch eine lebhafte Fühlung zwischen den Bezirksvereinen und der Industrie ihres Bezirkes vermitteln könne.

Hr. Kruft regt an, von den Bildern aus der Geschichte der Technik und der Industrie Diapositive für die Zwecke einer Besprechung in den Bezirksvereinen anzufertigen.

Hr. Hartmann glaubt, daß die baupolizeilichen Schwierigkeiten sich bald werden beseitigen lassen, da sicheren Erfolg in Aussicht stellende Versuche im Gange sind, unverbrennbare Films herzustellen.

Hr. Klein ist der Ansicht, daß das wissenschaftliche Leben in einer großen Anzahl von Bezirksvereinen durchaus auf der Höhe stehe. In Hannover sei es z. B. fast immer möglich, Mitglieder zu finden, die bereit sind, einen Vortrag zu halten, obschon vom Oktober bis Mai jede Woche eine Sitzung stattfindet.

Hr. Taaks: Ich halte mich in meiner Eigenschaft als Kurator für verpflichtet, auf folgendes aufmerksam zu machen. Es ist mehr und mehr Gepflogenheit geworden, daß in den Bezirksvereinen Vorträge von auswärtigen Herren gehalten werden. Diese Herren erhalten neben den Reisekosten manchmal auch eine Vergütung für den Vortrag. Dieser Umstand hat nun dahin geführt, daß in einzelnen Bezirksvereinen auch Mitglieder der Bezirksvereine selbst für ihren Vortrag Bezahlung gefordert haben. Es ist auch in dem einen oder andern Bezirksverein der Beschluß gefaßt worden, jedes Mitglied, welches einen Vortrag hält, mit einer bestimmten Summe zu honorieren. Ich möchte nachdrücklichst vor solchen Maßnahmen warnen. Wenn unsere eigenen Mitglieder sich für einen Vortrag bezahlen lassen, dann ist das allerdings ein so empfindlicher Mangel an Interesse für den Verein, daß das nur zu einem Niedergang unseres Vereinslebens führen kann. Ich möchte Ihnen daher dringend diese Mahnung ans Herz legen.

c) Beurteilung der Vorbildung von Personen, die sich zur Aufnahme in den Verein gemeldet haben.

Hr. Fehlert berichtet, daß der Vorstand unter Berücksichtigung der von den Bezirksvereinen eingelaufenen Wünsche und Anregungen für die Beurteilung der Vorbildung von Personen, die sich zur Aufnahme in den Verein melden, folgende Leitsätze aufgestellt habe:

»Aufnahmefähig sind, falls sie Ingenieurtätigkeit ausüben oder ausgeübt haben (§ 9a der Satzung):

1) Absolventen Technischer Hochschulen (Diplomingenieure, auch solche, welche die Diplomprüfung als Chemiker oder Architekt abgelegt haben);
2) Personen mit der Berechtigung für den einjährig-freiwilligen Militärdienst und dem Abgangszeugnis einer königlich preußischen höheren Maschinenbauschule oder einer anderen gleichwertigen staatlichen oder nichtstaatlichen technischen Mittelschule oder mit einem mehrjährigen Studium auf einer technischen Hochschule, wenn sie in eine selbständige Ingenieurstellung aufgerückt sind;

[1]) s. auch Z. 1911 S. 850.

3) Personen, die den Bedingungen zu 1 und 2 nicht entsprechen, wenn sie nach längerer erfolgreicher Tätigkeit in der Praxis besondere Leistungen auf dem Gebiet der Ingenieurtätigkeit nachweisen, die sie als gleichwertig den unter 2 bezeichneten Bewerbern erscheinen lassen.

»In allen Fällen hat der Aufzunehmende den gesellschaftlichen Anforderungen zu entsprechen, die der V. d. I. berechtigterweise an seine Mitglieder stellen muß.

»Wer berechtigt ist, in den V. d. I. nach § 9a als Mitglied aufgenommen zu werden, ist nicht als Teilnehmer zuzulassen.«

Die von einzelnen Bezirksvereinen zum Vordruck für Aufnahmen gemäß § 9b eingelaufenen Anregungen hätten den Vorstand außerdem veranlaßt, die Fassung der auf dem Vordruck verzeichneten Fragen in einigen Punkten zu ändern.

Hr. Hummel bittet, bei der Beurteilung der Vorbildung den Wert nicht so sehr auf den Besitz der Berechtigung zum einjährig-freiwilligen Militärdienst als vielmehr auf eine gediegene Fachbildung zu legen. Daß die Zahl der Einjährigen in den privaten Anstalten geringer geworden ist, hänge damit zusammen, daß eine Anzahl Schulen den jungen Leuten studentische Freiheiten gewähren, ihnen Diplome ausstellen usw. Darunter litten aber die Anstalten, die sich solcher Mittel, die auch vom Deutschen Ausschuß für Technisches Schulwesen verworfen werden, nicht bedienten, vielmehr in erster Linie auf eine hervorragende Fachbildung hinarbeiteten.

Hr. Hartmann verweist auf die von der Geschäftstelle geführte Statistik. Daraus ergebe sich, daß von den im Jahre 1911 aufgenommenen neuen Mitgliedern nicht einmal die Hälfte das Reifezeugnis besaßen, während etwa 12 vH ohne Einjährigenzeugnis aufgenommen worden sind. Der Verein verschließe also keineswegs Leuten, die zwar nicht das Einjährigenzeugnis besitzen, aber tatsächlich eine Ingenieurtätigkeit ausüben, den Zugang. Auch die Zahlen über die Fachbildung der Aufgenommenen zeigen klar, daß die Klagen über eine zu scharfe Handhabung der Aufnahmebestimmungen nicht berechtigt sind. Gegenüber den ausländischen Vereinen sei der V. d. I. hinsichtlich der Aufnahme so weitherzig wie nur möglich. Es sei nicht erwünscht, daß weiter Leute aufgenommen werden, bei denen sich der Mangel einer guten Kinderstube bemerkbar macht. Vielmehr sei es erforderlich, daß unter Innehaltung der vom Vorstand aufgestellten Leitsätze bei der Aufnahme mit voller Strenge vorgegangen werde.

Hr. Frölich: Unser Bezirksverein hat es übernommen, zu diesem Punkte der Tagesordnung von einigen Stimmungen und Anschauungen Kenntnis zu geben, die in einem großen Kreise unserer Mitglieder vorhanden sind, die zwar nicht gerade häufig offen zum Ausdruck kommen, von denen Kenntnis zu nehmen wir im Vorstandsrate aber doch wohl die Pflicht haben. Die Wünsche dieser Kreise bewegen sich auch nach der Richtung hin, daß mit der Handhabung der Aufnahmebedingungen recht streng vorgegangen werden soll.

Wir leben in einer Zeit, in der ein krankhafter Pessimismus und eine Sucht der Verneinung sehr häufig gesunde Bestrebungen zu überwuchern drohen, und gerade die jungen Leute sind bei ihrem Eintritt ins praktische Leben leicht solchen Einflüssen ausgesetzt. Der junge Mann ist in seiner jugendlichen Begeisterung und in seiner aus Mangel an Erfahrung nicht genügend geschärften Urteilskraft nur zu leicht geneigt, solchen Einflüssen nachzugeben. Im reiferen Alter tritt sehr häufig, um nicht zu sagen meist, ein Umschwung der Anschauungen ein, der sich bei dem einen früher, bei andern später vollzieht. Das ist bei den Ingenieuren ebenso wie in andern Berufständen der Fall, und es sind in unseren Fachkreisen genügend Leute bekannt, denen in der Jugend die Entwicklung nicht rasch genug gehen konnte.

Der Verein deutscher Ingenieure ist nun von jeher ein Sammelpunkt gewesen, wo die jugendlichen Stürmer und Dränger zu der Mitwirkung an der Gemeinsamkeitsarbeit herangezogen wurden, und gerade seine Organisation in örtlichen Vereinigungen, in den Bezirksvereinen, gibt ihm die Möglichkeit, die jungen und die älteren Mitglieder, die Vorgesetzten und die Untergebenen zu gemeinsamer Arbeit auf wissenschaftlichem Gebiet zusammen zu führen, was auf einen Ausgleich der Gegensätze hinwirkt.

Nun haben in neuerer Zeit die erwähnten pessimistischen und verneinenden Einflüsse gerade in unserem Berufe Formen angenommen, die demjenigen, dem das Wohl der gesamten Industrie am Herzen liegt, sehr bedenklich erscheinen müssen. Anstatt, wie dies in unserem Verein geschieht, auf einen Ausgleich der Anschauungen und auf eine Erziehung zu gemeinsamem Schaffen hinzuarbeiten, wird von diesen Bestrebungen bewußt das Gegensätzliche gepflogen, und ihr Endziel richtet sich auf eine Vernichtung der gemeinsamen Arbeit, auf eine Vernichtung unserer Industrie und damit der deutschen Technik.

Mit dieser Tendenz der Verschärfung der Gegensätze stellen sich diese Bestrebungen aber in schärfsten Widerspruch zu dem Programm des Vereines deutscher Ingenieure, das als Endziel die Zusammenfassung aller geistigen Kräfte der deutschen Technik zum Wohle der gesamten vaterländischen Industrie in seiner Satzung niedergelegt hat.

In den Kreisen derjenigen unserer Mitglieder, denen in ihrer Eigenschaft als selbständige Unternehmer oder als leitende Beamte von Unternehmungen der Kampf gegen derartige Einflüsse in neuester Zeit in immer schärferer Form aufgezwungen wird, herrscht zum Teil die Befürchtung, daß auch im Verein deutscher Ingenieure derartige Einflüsse zur Geltung gelangen und einen Raum für ihre Betätigung finden könnten.

Wir wissen hier alle ganz genau, daß die Satzungen und die Organisation unseres Vereines einstweilen etwas derartiges unmöglich machen. Aber diese Anschauungen bestehen nun einmal in weiten Kreisen, und wir haben es in unserm Bezirksverein für zweckmäßig gehalten, solchen bestehenden Verhältnissen gegenüber nicht Vogel Strauß-Politik zu treiben, sondern sie zunächst einmal in diesem Kreise zur Sprache zu bringen.

Zweifellos wird durch die Hebung des wissenschaftlichen Lebens in den Bezirksvereinen derartigen Bestrebungen entgegengearbeitet; darüber hinaus aber sind wir der Ansicht, daß auch eine strenge Handhabung der Aufnahmebedingungen ein Mittel an die Hand gibt, solchen Einflüssen in unserem Verein entgegen zu treten. Daß wir dieser Frage unsere besondere Aufmerksamkeit zuwenden, das ist eine Pflicht der Selbsterhaltung für unsern Verein.

In welcher Weise neben dem fachlichen Können und Wissen auch diese Dinge auf die Aufnahme der Mitglieder in unsern Verein Einfluß ausüben können, und in welcher Weise also in gewissem Sinne auch die geistige Reife der Betreffenden bei der Aufnahme geprüft werden kann, das wird sich wohl erst im Laufe einer weiteren Praxis und einer weiteren Aussprache ergeben können. Die Schwierigkeiten verkennen wir durchaus nicht, aber wir haben uns für verpflichtet gehalten, Anschauungen, die im Kreise unseres Bezirksvereines zum Vortrag gekommen sind, an dieser Stelle zur Kenntnis des Vorstandsrates zu bringen.

Hr. Schulte regt an, auf dem Anmeldebogen die Frage, ob sich der Antragsteller schon bei einem andern Bezirksverein gemeldet habe, hinzuzufügen, damit nicht ein von einem Bezirksverein Abgelehnter von einem andern Bezirksverein aufgenommen wird.

Hr. Kuhlemann: Ich halte es für die weitere Entwicklung unseres Vereines für unbedingt notwendig, daß wir strenge Aufnahmebedingungen durchführen. Das ist eine Pflicht der Selbsterhaltung, wenn wir nicht in die zweite Reihe gedrückt werden wollen. Ich erinnere daran, daß bereits ein Verband deutscher Diplomingenieure besteht, und wir müssen dahin streben, daß wir nicht etwa später in den Geruch kommen, wir vereinigten Elemente unter uns, die dort nicht Platz fänden. Ich stimme daher völlig dem zu, daß das Einjährigenzeugnis als die Grundlage angesehen werden soll. Eine unbedingte Notwendigkeit soll das freilich nicht sein. Wenn jemand im übrigen bei strenger Prüfung geeignet erscheint, in unsere Mitte aufgenommen zu werden, dann werden wir ihn niemals abweisen.

Ich wollte aber noch, einem besondern Auftrage des Bochumer B.-V. folgend, das Aufnahmeverfahren gemäß § 9b

zur Sprache bringen. Wir haben mit dem Vorstande wegen eines solchen Falles einen langen Schriftwechsel führen müssen, weil immer wieder Rückfragen kamen, inwiefern der Antragsteller geeignet sei, die Technik und den Verein zu fördern. Es handelt sich um den Besitzer einer Fabrik mit 300 Arbeitern. Der Herr ist Reserveoffizier und dürfte also auch in gesellschaftlicher Beziehung einwandfrei sein. Wir sind der Ansicht, daß solche Fälle, wo die Tatsachen doch klar liegen, etwas weniger förmlich behandelt werden sollten.

Hr. Taaks: Wenn Hr. Hummel die Ueberzeugung hat, daß die jungen Leute aus seiner Anstalt zu sehr tüchtigen Technikern heranwachsen und sich im späteren Leben ganz besonders auszeichnen, dann müssen die jungen Herren nur noch abwarten, bis sie Gelegenheit gehabt haben, in der Praxis zu zeigen, daß sie Tüchtiges leisten. Wenn sie diese Gelegenheit aber gefunden haben, dann werden sie nach meiner Ueberzeugung unbedingt aufgenommen.

Bezüglich der Aufnahme gemäß § 9b möchte ich daran erinnern, daß nach dem früheren Statut Besitzer industrieller Werke ohne weiteres aufgenommen werden konnten. Diese Bestimmung ist aus guten Gründen weggefallen. Hieraus folgt aber, daß jemand, der Besitzer eines Werkes ist, nicht ohne weiteres aufgenommen werden soll, sondern der Vorstand hat die Pflicht, auch in diesem Falle sorgfältig zu prüfen. Ein Kaufmann, der Besitzer eines Werkes mit 300 Arbeitern und Reserveoffizier ist, wird sich wahrscheinlich der größten Achtung seiner Mitbürger erfreuen, aber es folgt daraus nicht ohne weiteres, daß er in den V. d. I. aufgenommen werden muß. Es darf auch nicht übersehen werden, daß die neue Satzung sich erst einleben muß. In jeder Vorstandsitzung wird darüber verhandelt, wie wir grundsätzliche Standpunkte gewinnen können. Die Hauptsache ist, daß die Bezirksvereine sich daran gewöhnen, in Zweifelsfällen an den Vorstand zu gehen; denn hier ist die Stelle, welche die Prüfung nach einheitlichen Gesichtspunkten durchführen kann.

Im übrigen kann ich mich dem vorher Gesagten nur anschließen. Unsere Leitsätze lauten so, daß Leute, die eine ganz geringfügige Schulbildung genossen haben, durch den Nachweis ihrer Tüchtigkeit das Recht erwerben können, in den Verein deutscher Ingenieure einzutreten. Darüber können wir nicht hinausgehen. Es muß also das immer als ein Ausnahmefall betrachtet werden; in der Regel sind die höheren Anforderungen zu stellen.

Hr. Haier regt an, die Leitsätze in die Geschäftsordnung aufzunehmen.

Die Versammlung erklärt sich mit den Leitsätzen einverstanden.

12) Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung.

Hr. v. Bach berichtet über die Stellungnahme des Ausschusses zu den von den Bezirksvereinen eingelaufenen Anträgen:

Geltungsbereich der Normalien, Prüfungsdruck.

Leipzig: Bei der Wandstärke geschweißter Rohre ist in der Schweißstelle ein Untermaß bis zu 10 vH zuzulassen.

Der Ausschuß sei einstimmig der Meinung, daß eine solche Bestimmung nicht in die Normalien aufzunehmen ist, sondern in die Lieferungsbedingungen oder in die Abnahmebedingungen gehört.

Hr. Kruft: Es kann vorkommen, daß bei geschweißten Rohren in der Schweißnaht ein Bruch eintritt. Dann würde in Streitfällen festzustellen sein, ob das Maß in der Schweißnaht unterschritten war oder nicht. Hier fehlt bis jetzt für den Prozentsatz, um den die Schweißdicke in der Schweißnaht unterschritten werden darf, jede Bestimmung, und deswegen schlagen wir vor, damit man bei solchen Streitfällen auf die Normalien zurückgreifen kann, diese Bestimmung aufzunehmen.

Der Antrag Leipzig wird abgelehnt.

Württemberg: Die neueingeführten Zwischengrößen sollen ausdrücklich als für Ausnahmefälle bestimmt angesehen werden.

Hr. v. Bach bemerkt, daß dieser Wunsch durch folgende Fußnote auf der Zahlentafel bereits berücksichtigt sei:

»Die durch schrägen Druck kenntlich gemachten Abmessungen gelten für Rohrweiten, die als Zwischengrößen und nicht als normal anzusehen sind.«

Breslau wünscht, daß bei Ueberhitzung über 300° und bei einem Kesseldruck über 12 at eine Prüfung der Dampfleitung mit Dampf von der Temperatur, mit der die Leitung später arbeiten soll, vorgeschrieben wird.

Hr. v. Bach bemerkt, daß der Ausschuß für Ablehnung sei.

Hr. Wagner: Wir stehen in Breslau auf dem Standpunkt, daß es in hohem Grade erwünscht ist, bei den hohen Temperaturen eine Probe auszuführen, weil, wenn die Leitung fertig ist und in Betrieb genommen wird, man Schwierigkeiten bei der Abnahme haben kann. Es ist weiter nichts nötig, als daß noch einmal nachgesehen wird, wie sich die ganze Leitung unter dem Druck verhält.

Hr. Henkel: Das läßt sich in der Praxis sehr schwer durchführen. Wie wollen Sie die Leitung prüfen? Der Dampf muß hindurchströmen. Es hat gar keinen Zweck, eine Rohrleitung für Heißdampf mit stagnierendem Dampf zu prüfen. Sie muß, indem sie längere Zeit einer energischen Strömung ausgesetzt wird, erst einen Beharrungszustand erlangt haben. Ferner ist es ein viel verbreiteter Irrtum, anzunehmen, daß mit hoher Temperatur ein nennenswertes Abnehmen der Festigkeit stattfindet.

Der Antrag wird abgelehnt.

Baustoffe.

a) *Gußeisen.*

Bayern: Die Vorschriften bezüglich der Verwendung von Gußeisen stehen in Widerspruch mit § 2, Absatz 2 und § 3 der »Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln« vom Jahre 1908, insbesondere, wenn die Absperrventile als Anschlußteile im Sinne dieser Bestimmungen betrachtet werden, welche Frage zurzeit noch nicht entschieden ist. Es erscheint angezeigt, in diesem Punkte eine Uebereinstimmung, beziehungsweise Klarstellung der Frage anzustreben.

Hr. v. Bach berichtet, daß in bezug auf Gußeisen genau dieselben Bestimmungen, wie sie bei den früheren Normalien bestanden, wieder aufgenommen seien. Der Ausschuß habe geglaubt, die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen nicht als maßgebend für die Aufstellung von Rohrnormalien betrachten zu sollen, namentlich auch deshalb, weil die Rohrleitungen nicht zu den Dampfkesseln gehören.

Die Versammlung schließt sich der Ansicht des Ausschusses an.

Franken-Oberpfalz: Die Verwendung von Gußeisen zu Ventilkörpern soll in der Weise eingeschränkt werden, daß dieser Baustoff bei Dampftemperaturen von über 350° C möglichst nicht verwendet wird.

Oberschlesien: Die Verwendung von Gußeisen bis zu 13 at und bei allen Durchmessern, das heißt bis zu 400 mm lichter Weite und für eine Dampftemperatur von 400° C erscheint nicht unbedenklich.

Hr. v. Bach bemerkt, daß in Heft 1 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten dargelegt ist, daß die Abnahme der Festigkeit guten Gußeisens bei 400° etwa 10 vH beträgt und bei 500° etwa 25 vH. Der Ausschuß habe deshalb geglaubt, 400° C angeben zu dürfen.

Das Gußeisen werde nach der einen oder andern Aeußerung der Bezirksvereine immer als bedenklich angesehen, in einigen Aeußerungen werde das Gegenteil behauptet. Man dürfe nicht übersehen, daß unsere Dampfzylinder für überhitzten Dampf und die Zylinder der Verbrennungsmotoren aus Gußeisen hergestellt werden. Die hierüber vorliegenden Erfahrungsergebnisse berechtigen zur Wahl von 400°.

Hr. Henkel: Ich kann zur Ergänzung der Ausführungen des Hrn. v. Bach nur sagen, daß mir in einer mehr als 20jährigen Praxis mit hochüberhitztem Dampf noch niemals ein Gußstück (Ventilkörper oder dergl.) infolge der hohen Temperatur gesprungen ist. Wenn dauernd bei sehr hohen Temperaturen ein Druck in derselben Richtung wirkt, so kann es wohl vorkommen, daß sich das Stück im Laufe der Zeit verzieht, niemals aber tritt eine Gefahr des Sprengens ein, im Gegenteil, die Dehnung nimmt bei höherer Temperatur nur zu.

Hr. Winter-Günther: Als Vertreter von Franken-Ober-

pfalz möchte ich nur kurz sagen, warum dieser Wunsch geäußert worden ist.

Es wurden in der Sitzung von Fabrikanten und von Herren, die Ueberhitzer im Betrieb verwenden, über ungünstige Erfahrungen mit Gußeisen bei Temperaturen bis zu 400° berichtet. Es konnte in der Sitzung nicht genau festgestellt werden, ob das an der Temperatur lag.

Ich bitte deswegen, diesen Vorschlag des Fränkisch-Oberpfälzischen Bezirksvereines als einen Wunsch anzusehen, von dem ich ganz gern zurücktrete, wenn Autoritäten, die größere Erfahrungen darin besitzen, uns beruhigen können.

Leipzig: Für Temperaturen unter 350° C soll ein höherer Druck als 13 at zugelassen werden können.

Hr. v. Bach weist darauf hin, daß das eine neue Bestimmung gegenüber der früheren sein würde; der Ausschuß habe geglaubt, an dem Früheren festhalten zu sollen.

Eine Aenderung wird nicht gewünscht.

Oberschlesien: Im ersten Absatz sollen die Worte »mit Ausnahme von Ventilen bis zu 50 mm Dmr.« gestrichen werden.

Hr. v. Bach bemerkt, daß bei der Aufstellung der früheren Normen ausdrücklich von verschiedenen Seiten gewünscht worden sei, daß für so geringe Weiten eine Ausnahme gemacht werde. Der Ausschuß sei der Meinung gewesen, daß man diese Ausnahme beibehalten solle, wenn nicht ganz durchschlagende Gründe dagegen geltend gemacht werden.

Die Versammlung schließt sich der Ansicht des Ausschusses an.

Oberschlesien, Westfalen: Der dritte Absatz »Gußeisen von geringerer Güte . . .« soll wegfallen.

Hr. v. Bach bemerkt, daß der Absatz aus einem früheren Entwurf stehen geblieben sei; er falle tatsächlich fort.

Siegen wünscht Normalien für Rohre und Formstücke aus Gußeisen.

Hr. v. Bach berichtet, daß der Ausschuß darin einstimmig gewesen sei, daß in Normalien, die ausdrücklich für hohe Dampfdrücke bestimmt sind, Gußeisen nicht als ein Material bezeichnet werden könne, für welches Normalien aufzustellen seien.

b) *Bronze.*

Oberschlesien: Die Verwendung von Bronze soll für Temperaturen bis 400° C zulässig sein.

Hr. von Bach bemerkt, daß sich der Ausschuß mit dieser allgemeinen Erweiterung nicht einverstanden erklären könne; wohl aber könne durch Wahl eines andern Wortlautes der Tatsache Rechnung getragen werden, daß in der Tat besondere Bronzen eine höhere Temperatur vertragen. Der Ausschuß schlägt folgende Fassung vor:

»Für Ventilkörper und Formstücke ist bei Temperaturen bis 220° C gewöhnliche Bronze zulässig, vorausgesetzt, daß sie bei Zimmertemperatur eine Zugfestigkeit von mindestens 2000 kg/qcm bei mindestens 15 vH Dehnung besitzt.

»Soll bei Verwendung von Legierungen über 220° C hinausgegangen werden, so ist vorher die Ermittlung der Festigkeitseigenschaften für die in Betracht kommenden höheren Temperaturen geboten«.

Hr. Henkel: Im Gegensatz zu Gußeisen nimmt Bronze durch hohe Ueberhitzung ganz gewaltig an Festigkeit ab. Es würde also ganz verfehlt sein, Temperaturen von 400° zuzulassen. Ich halte Temperaturen bis zu 250° für gewöhnlichen Rotguß für zulässig, habe auch nichts dagegen, wenn man bis auf 220° herabgehen will, wie hier seitens des Ausschusses vorgeschlagen wird.

Hr. Kruft: Dürfte es sich nicht empfehlen, im zweiten Abschnitt unter b) für die Festigkeit bezw. die Dehnung eine zahlenmäßige Grenze anzugeben?

Hr. von Bach erklärt, der Ausschuß sei der Meinung, daß die Verantwortlichkeit für die Verwendung besonderer Legierungen dem Verfertiger überlassen bleiben müsse.

Hr. Honer spricht sich in gleichem Sinne aus.

Hr. Henkel: Gerade der vorliegende Antrag, Bronze bis zu 400° zuzulassen, zeigt uns, daß die Ansichten hierüber noch sehr auseinandergehen. Daher ist es zur Klärung zweckmäßig, daß durch die Festsetzung einer Grenze nach oben darauf hingewiesen wird, daß Bronze bei hohen Temperaturen ungemein gefährlich ist. Gibt es eine Metallmischung, die hohe Hitzegrade dauernd anstandslos aushält, so ist, um solche hierfür zuzulassen, ein genauer Nachweis erforderlich. Jedenfalls ist hier die größte Vorsicht geboten.

Hr. Honer legt an Hand von Abnahmeversuchen mit einer Spezialbronze dar, daß man nicht Bronze bei Dampf über 220° C glatt ausschließen, sondern sich nach der Qualität richten soll.

Hr. von Bach weist darauf hin, daß die vom Ausschuß vorgeschlagene Fassung die Möglichkeit zuläßt, besonders leistungsfähige Bronzen auch für höhere Temperaturen zu verwenden.

Die vom Ausschuß vorgeschlagene Fassung wird angenommen.

c) *Flußeisen, Schweißeisen und Stahlguß.*

Bayern: Die Bestimmung, wonach die Ventile aus Stahlguß hergestellt werden sollen, sollte eine Einschränkung erhalten, weil Stahlguß sich erfahrungsgemäß nicht für Hohlkörper mit kleinerer Wandstärke eignet.

Hr. von Bach: Die Mindestwandstärke für Ventile sei 11 mm, und man könne gute Stahlgußventile mit weit geringerer Stärke herstellen.

Eine Aenderung wird nicht gewünscht.

Württemberg: Für »Formstücke« ist zu setzen: »Formstücke aller Art«.

Hr. von Bach: Der Ausschuß schlage vor, es bei der Fassung zu belassen, denn wenn hier stehe: »Formstücke«, dann sei selbstverständlich gemeint: »Formstücke aller Art«.

Der Antrag wird abgelehnt.

Leipzig: Es soll festgelegt werden, daß sich die Dehnung stets auf eine Versuchslänge $l = 11{,}3\sqrt{f}$ bezieht.

Hr. von Bach: Der Ausschuß schlägt vor, dem Rechnung zu tragen, indem eingeschaltet wird: »Die Zahlen der Festigkeit und der Dehnung auf die Meßlänge $l = 11{,}3\sqrt{f}$ sollen betragen . . .«

Für Bronze ist eine solche Bestimmung weniger nötig, weil Bronze keine örtlichen Einschnürungen zu haben pflegt, sondern sich über die ganze Länge dehnt.

Der Vorschlag wird angenommen.

Rohrverbindungen.

Bayern wünscht einen kurzen Hinweis auf die Tabelle und die Zeichnungen.

Hr. v. Bach: Dem soll dadurch Rechnung getragen werden, daß in der Ueberschrift gesagt wird: »Dazu eine Zeichnung und eine Zahlentafel«.

Magdeburg: »Für zweckmäßige Dichtung ist unter Berücksichtigung des hohen Druckes und der hohen Temperatur durch Wahl geeigneten Dichtungsmaterials oder durch entsprechende Ausbildung der Dichtungsfläche beziehungsweise Flansche Sorge zu tragen.«

Hr. v. Bach: Diesem Wunsche könne dadurch Rechnung getragen werden, daß unter 4c) gesagt wird: »Die glatten Bordringe und Flansche setzen voraus, daß ein dem hohen Druck und der hohen Temperatur entsprechend gewähltes Dichtungsmaterial verwendet wird.«

Um ferner den Wünschen von einigen Bezirksvereinen, welche die Wiederaufnahme der Flansche mit Dichtungsnut wünschen, zu entsprechen, solle noch folgender Absatz aufgenommen werden:

»Die Abmessungen der Bordringe und Flansche gestatten auch die Herstellung von Nut und Feder.«

Der Ausschuß habe im Gegensatz zu früher in den Normalien die Verwendung von Nut und Feder weggelassen, weil sich bei den Nachforschungen ergab, daß nur ausnahmsweise die Rohrleitungen mit Nut und Feder ausgeführt werden, und auch der Vertreter der Marineverwaltung darauf hingewiesen habe, daß bei der Marine alle Verbindungen glatt sind. Infolgedessen habe der Ausschuß, um mit der Wirklichkeit in Uebereinstimmung zu bleiben, Nut und Feder nicht mehr aufgenommen. Aber durch die Bemerkung solle darauf hingewiesen werden, daß man bei den gewählten Abmessungen auch Nut und Feder herstellen kann.

Die Versammlung billigt die vorgeschlagene Fassung.

Oberschlesien: Absatz 2 soll folgende Fassung erhalten:

»Die Verbindung der Flansche mit den Rohren mittels Lötung allein ist nicht zulässig, die Sicherung der Flanschköpfe gegen Abschieben von den Rohren muß durch Schweißen oder Nieten, durch Einwalzen, mittels Gewindes oder durch Umbördeln erzielt werden.«

Der Ausschuß empfiehlt, diesem Vorschlage zu entsprechen.

Die Versammlung beschließt demgemäß.

Absperrvorrichtungen.

Leipzig schlägt vor, sich auf die eine Normalbaulänge $L = 2d + 130$ mm zu einigen.

Hr. v. Bach: In der vorgelegten Tabelle sei eine Baulänge für die Ventile, wie sie früher aufgenommen war, nicht mehr vorhanden. Der Vertreter von Schäffer & Budenberg habe gegenüber den früheren Baulängen, die für die Ventile angegeben waren, geltend gemacht, daß sie bei den heutigen hohen Dampfgeschwindigkeiten nicht mehr ausreichen, wenn man größere Spannungsverluste vermeiden wolle. Von andrer Seite sei geltend gemacht worden, daß durch Vorschreiben einer größeren Baulänge die Firmen genötigt würden, ihre Modelle zu ändern, was auf eine sehr große Ausgabe hinauslaufe.

Dazu komme, daß bei größeren Rohrleitungen in neuerer Zeit häufig keine Ventile mehr verwendet werden, sondern Schieber, bei denen dann diese Querschnittänderungen überhaupt nicht vorkommen. Es hätten dann auch Schieber aufgenommen werden müssen.

Ferner sei von einer andern Seite bemerkt worden, es komme überhaupt nicht darauf an, ob die Bewegungswiderstände bei den Ventilen etwas größer ausfallen, dann nehme man einfach die Dampfspannung des Kessels etwas höher. Das sei auch ein Gedanke, dem man ganz gut folgen könne.

Wenn man also diesen Möglichkeiten und Schwierigkeiten begegnen wolle, bleibe nichts übrig, als aus den Normalien eine Baulänge für Ventile und Schieber herauszulassen. Das werde auch in Wirklichkeit einer Schwierigkeit nicht begegnen können, denn jemand, der eine Rohrleitung entwirft, verwende in bezug auf die Absperrvorrichtungen die Normalien der Firma, mit der er in Verbindung treten will.

Die gleichen Gründe seien auch gegen die Anträge von Rheingau und Thüringen anzuführen.

Hr. Kruft zieht den Antrag Leipzig zurück.

Tabelle.

Elsaß-Lothringen empfiehlt mit Rücksicht auf die Interessenten des Heizungsfaches eine genaue Festlegung des Rohrinnendurchmessers bis zu 50 mm.

Hr. v. Bach: Die Rohre werden nach dem äußeren Durchmesser hergestellt. Davon gehe die Wandstärke ab, und damit sei der innere Durchmesser gegeben. In der dritten Spalte sei der Durchmesser bis auf 1/2 mm angegeben. Der Wunsch sei also vollständig erfüllt.

Leipzig wünscht, daß die Rohrweite 175 mm eingeführt wird.

Von 180 mm aufwärts soll der Lochkreisdurchmesser eine Verkleinerung erfahren.

Hr. v. Bach: 175 mm gebe es in Wirklichkeit nicht. Die Rohre würden nach englischem Maß gewalzt. In Betracht kämen 191 mm äußerer Durchmesser und die doppelte Wandstärke 11 mm, bleiben somit 180 mm. Rohre mit 175 mm lichter Weite seien gar nicht zu haben, außer man bestelle sie besonders. Aber die Röhrenwalzwerke lieferten sie ohne weiteres nicht.

Die Einführung der Rohrweite 175 mm wird nicht für erforderlich gehalten.

Oberschlesien wünscht in Spalte 2 und 3 Angabe der Abmessungen in abgerundeten Millimetern ohne Rücksicht auf die englischen Maße.

Hr. v. Bach würde das für unzweckmäßig halten, weil es für Konstrukteure doch von Interesse ist, die genauen tatsächlichen Zahlen zu haben.

Eine Aenderung wird nicht gewünscht.

Württemberg: Es ist darauf zu achten, daß bei den Hauptgrößen der kleineren Rohre die Zahl der Schrauben durch vier teilbar ist.

Hr. v. Bach: Für den Antrag sei geltend gemacht worden, daß die Anwendung einer durch vier teilbaren Schraubenzahl insofern sehr bequem sei, weil man das Rohr dann um 90° drehen könnte. Der Ausschuß habe sich nach längerer Erörterung entschlossen, bei den Rohren von 65 und 70 mm l. W. 4 Schrauben und bei den Rohren von 90, 100 und 110 mm l. W. 8 Schrauben anzuwenden.

Die Versammlung erklärt sich damit einverstanden.

In einer Schlußabstimmung wird der Entwurf der Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung einschließlich der vom Ausschuß vorgeschlagenen Aenderungen angenommen.

(Fortsetzung folgt.)

Gemäß dem Beschluß des Vorstandsrates vom 10. und 11. Juni 1911 in Breslau (Z. 1911 S. 1092) wird das

Inhaltsverzeichnis der Zeitschrift 1904 bis 1910

an jedes Vereinsmitglied im Postinlande für 1,00 M,
» » » » Postauslande » 1,50 »

portofrei nach Einsendung oder gegen Nachnahme des Betrages abgegeben. Für Nichtmitglieder beträgt der Preis 6 M.

Eine Karte für Bestellungen hat der Nummer 24 dieser Zeitschrift beigelegen.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der Nummer 26 dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **120. Heft** erschienen; es enthält:

A. Pfarr: Versuche über die Druckverteilung in den Laufzellen arbeitender Reaktionsturbinen.

Rudolf Skutsch: Ueber den Einfluß der elastischen Nachwirkung auf die Leistungsfähigkeit der Riementriebe.

Der Preis des Heftes beträgt 2 M postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 M beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 117** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 35. **Sonnabend, den 31. August 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 9 und Textblatt 24 bis 27)

Der Elbtunnel in Hamburg und sein Bau.[1]

Von Baumeister **O. Stockhausen** in Hamburg.

(Fortsetzung von S. 1311)

d) Der Tunnelvortrieb.

1) Verkleidung.

Die Tunnelverkleidung ist hier zum erstenmal auf Vorschlag der ausführenden Firma aus flußeisernen Walzträgern hergestellt worden. Die Ausführung in Schmiedeisen hat den Vorteil, daß der Tunnel unvermeidliche Biegungsspannungen erträgt, ohne daß die Gefahr eines Bruches von Konstruktionsteilen eintritt. Die bis jetzt in England und Amerika hergestellten Unterwassertunnel bestehen sämtlich aus Gußeisen. Dabei hat sich vielfach der Mangel gezeigt, daß bei den geringen Formänderungen, die der Tunnel auszuhalten hat, Platten springen und dann nur sehr schwer auszubessern sind. Ein Druckversuch zeigte, daß, nachdem die Ringe um 1 m zusammen in unrunde Form gedrückt waren, s. Fig. 30, kein Konstruktionsteil nachteilige Zerrungen erlitt, demnach das Material allen auftretenden Beanspruchungen gewachsen war. Selbstverständlich hatte der Tunnel während des Baues derartige Beanspruchungen nicht zu erdulden; die größte Formänderung betrug etwa 5 cm.

Die Konstruktion der Tunnelverkleidung ist aus Fig. 31 bis 35 ersichtlich. Die Ringstücke haben das Profil eines I-Trägers von 25 cm Höhe und 67,6 kg/m Gewicht mit unsymmetrischer Steglage. Der ganze Kreisumfang ist in 6 Segmente geteilt, zwischen deren Enden noch 10 mm starke Stoßplatten geschoben sind, um den Einbau zu erleichtern. Die Flansche werden unmittelbar durch Nietung miteinander verbunden. Die Nietentfernung von 166,76 mm hat sich weder als zu groß noch als unnötig klein erwiesen. Zur Verbindung der Stöße eines Ringes sind in die Segmente gußstählerne Stoßschuhe eingesetzt, in die die Stoßniete eingreifen. Die Stöße sind stets um ein Drittel der Segmentlänge versetzt, so daß erst der vierte Ring seinen Stoß an derselben Stelle hat wie der erste Ring. Auf diese Weise ist eine biegungsfeste Konstruktion entstanden.

Fig. 30.
Zur Probe verdrückte Tunnelringe.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserbau) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Die Fugen wurden durchweg mit Blei gedichtet. Zu dessen Aufnahme war in jeden Ringflansch eine Nut eingewalzt, die mit der Nut des daneben liegenden Ringes zusammen eine 30 mm tiefe und 4 mm breite Fuge bildete, in die das Blei in der Sohle eingegossen, im übrigen Umfang als Streifen eingestemmt werden konnte. Auch um die Stoßschuhe zog sich eine solche Bleidichtung herum. Dieses Dichtungsverfahren hat sich sehr gut bewährt, besonders weil es nach dem Abblasen der Druckluft auch noch nach Jahren möglich ist, die Dichtung nachzustemmen und Leckstellen zu beseitigen.

Die Gutehoffnungshütte, der die Lieferung der Segmentstücke für die Tunnelbekleidung übertragen war, hatte für die Herstellung dieser Stücke — es handelte sich um eine Lieferung von etwa 4500 t — eine besondere Werkstatt nach Fig. 36 eingerichtet. Das Walzeisen gelangte vom Walzwerk in abgelängten Stücken einzeln unter eine Presse, in der diese Stücke in die genaue Krümmung gedrückt wurden. Da jeder Einsatz des Eisens naturgemäß verschieden ist, so mußte der Krümmungshalbmesser der Matrize durch besondere Einlagen geändert werden. Dann wurden die Segmente weiter auf Spezialmaschinen bearbeitet, durch Sägen auf genaue Länge geschnitten, auf besonderen Bohrmaschinen gebohrt und zuletzt die Stoßschuhe an den Segmentenden eingenietet.

Auf der Baustelle wurden die Ringe sorgfältig auf ihre Abmessungen kontrolliert. Sie durften nicht mehr als 1 mm in ihrer Länge und auch in der Genauigkeit ihrer Lochung abweichen, da es äußerst kostspielig gewesen wäre, unten in der Tiefe unter Preßluft auf der ohnehin beschränkten Baustelle noch Teile auswechseln zu müssen.

Eine besondere Aufgabe war es, die Ringe möglichst gegen Rost zu schützen. Wenn auch die frühere Annahme, daß Schmiedeisen dem Rost weniger gut widersteht als Gußeisen, durch neuere Untersuchungen widerlegt ist, so mußte man doch bei einem derartigen Bauwerk, das für Jahrhunderte bestimmt ist, die größte Vorsicht walten lassen. Die Außenseiten der Ringsegmente wurden deshalb zwischen den hochragenden Ringflanschen mit einem Zementanstrich versehen und dann nach einem besondern Profil mit Zementmörtel ausgefüllt, Fig. 37. Vielfache Versuche mit etwa für diesen Zweck mehr geeigneten Materialien, wie Teerzement, Goudronzement, Asphaltfüllung, oder künstliches Aufrauhen der Ringfläche, um ein festeres Haften der Isolierung zu erzielen,

Fig. 31 bis 33. Tunnelverkleidung.

Maßstab 1 : 10.

Tunnelringe	Querschnittsfläche	86,6 qcm
	Widerstandsmoment	152 cm^3
Gewicht	1 m Länge	67,55 kg
	1 Segment	220 »
	1 Ring	1320 »

Gesamtanzahl der Tunnelringe in einem Tunnel 1695 Stück

Nietteilung 166,76 mm = 108 Niete von 22 mm Dmr. auf den Umfang

Fig. 34 und 35. Tunnelverkleidung.

Maßstab 1 : 60.

hatten keine befriedigenden Ergebnisse, und man kam schließlich, wie so häufig im Bauwesen, nach einem großen Umweg über verschiedene Versuche auf die glatte Zementmörtelfüllung als das Einfachste und Beste zurück.

Um den Einbau der Segmente in der Preßluft möglichst zu vereinfachen, wurden die Segmente auf der über Tage liegenden Baustelle vollkommen einbaufertig hergestellt und hier auch schon die Stoßschuhfugen an den Segmentenden mit Blei ausgegossen und verstemmt. Fig. 38 zeigt das Vergießen mit Blei.

2) Nietung.

Auch die Vernietung des Tunnels ist eine Neuerung, die hier zum erstenmal ausgeführt wurde. Sie ist teurer als die Verschraubung, aber ein mit einem Probestück durchgeführter Vergleich zeigte eine auffällige Ueberlegenheit der Nietung gegenüber einer sorgfältig ausgeführten Verschraubung in bezug auf Dichtigkeit. Deshalb wurde trotz des anfänglichen Widerstandes der ausführenden Firma die Nietung gefordert und auch glatt durchgeführt.

Es waren hier zwei Aufgaben zu lösen:

Fig. 36.
Ringwerkstatt der Gutehoffnungshütte in Sterkrade.

Fig. 37.
Betonierung der Ringsegmente.

Fig. 38.
Bleiausfüllung der Stoßschuhfugen.

1) die Konstruktion der Nietwerkzeuge,
2) die Nieterhitzung.

Die eingebauten Ringstücke sofort zu vernieten, erwies sich nach mehreren Versuchen als undurchführbar.

In dem engen Raume hinter dem Schild wurden die Arbeiten zu sehr behindert, auch ist es nicht möglich, sich mit der Nietung den fortwährenden Unregelmäßigkeiten des Vortriebes anzupassen. Es wurden deshalb die Ringe zunächst verschraubt und die Bleidichtung teilweise eingebracht. Erst 20 bis 50 m hinter dem Schild arbeitet die Nietkolonne. Es war somit ein verschraubtes Pufferstück eingeschaltet, dessen Länge sich nach den Unregelmäßigkeiten des Vortriebes elastisch ändert. Nach einigen mißglückten Versuchen mit Druckwasser-Nietpressen ging man zur Druckluft-Nietung über, die sich durchaus bewährt hat. Wie aus Fig. 39 und 40 hervorgeht, wurden die Flanschniete mit besonders kurz gebauten Preßlufthämmern und Preßluftgegenhaltern hergestellt, die Stoßniete mit längeren Hämmern, die sich auf eingeklemmte Querstücke stützten. Auch in den Luftführkanälen dieser Werkzeuge waren mit Rücksicht auf die aufs Dreifache verdichtete umgebende Luft Veränderungen der normalen Konstruktionen notwendig. Die Preßlufthämmer arbeiteten mit 8 bis 9 at Ueberdruck des Kompressors, in Preßluft daher mit 6 bis 7 at Ueberdruck.

Die Nieterwärmung war schwierig wegen der Abführung der Verbrennungsluft und der Temperatursteigerung durch die Feuer. Es wurden hier nach mehreren Versuchen ummantelte Essen verwendet, die durch die Niethammerleitung angeblasen wurden und deren Rauchfänge durch eiserne Rohre mit der Außenluft verbunden waren. So konnten durch Einstellung eines Hahnes sämtliche Rauchgase durch den Ueberdruck der Tunnelpreßluft ausgeblasen werden.

Fig. 39. Flanschnietung.

Fig. 40. Stoßnietung.

Trotz Isolierung der Oefen und Abgasleitungen war es doch nicht zu vermeiden, daß die Temperatur zeitweise auf 42° stieg. Von den Nieten erwiesen sich bei der Prüfung und Abnahme etwa 10 vH als undicht. Sie konnten aber mit der nötigen Vorsicht auch nach dem Abblasen der Preßluft herausgenommen und neu geschlagen werden.

3) Der Vortriebschild und seine Wirksamkeit.

Bei den geschilderten Bodenverhältnissen konnte für den Tunnelvortrieb nur die Bauweise mit Brustschild und Preßluft in Frage kommen. Das Prinzip dieser Bauweise ist auch

Fig. 41. Maßstab

a selbstzeichnender Druckmesser zur Kontrolle der Ein- und Ausschleusungszeiten
b Schleusenwand
c Personenschleuse
d Materialschleuse
e Luftzuleitungsrohr
f fahrbares Nietgerüst
g Abort
h Tunnelschürze
i Mörtelmischkasten

in Deutschland durch eine Reihe kleiner Ausführungen (Spreetunnel in Berlin, Hamburger Stammsiele, Emscher-Regulierung) bekannt. Der Schild hat hierbei die Aufgabe, den ausminierten Hohlraum auszufüllen und den Einbau der Ringe zu ermöglichen, auch die etwa erforderliche Absteifung der Brust zu tragen; die Preßluft verhindert das Eindringen des Wassers, trocknet das Gebirge vor der Brust aus und ermöglicht den Abbau. Der normale Schildvortrieb, wie er bei dem Elbtunnel angewandt wurde, ist aus Fig. 41 bis 44 ersichtlich.

Fig. 42. Schildabsenkung und Gerüst.

Der Vortriebschild bestand aus einem 52 mm starken zylindrischen Eisenmantel, dessen lichte Weite 32 mm größer als der Außendurchmesser der Ringe war. Der Schildmantel war durch 2 Querwände versteift, in denen sich mit Türen versehene Oeffnungen befanden. Die dem Gebirge zugekehrte Seite, Fig. 42, das Schildmaul, war durch zwei senkrechte und zwei wagerechte Längswände in neun Zellen geteilt, von denen aus die Arbeiter die Brust angreifen konnten. Zur Sicherung der First dienten auf den oberen beiden Dritteln des Umfanges eiserne Triebpfähle, die nach einem Patent der ausführenden Firma in festen Führungen liefen und einzeln durch hydraulische Pressen vorgeschoben werden konnten. Der aus wagerechten Bohlen bestehende, auf die größere Strecke des Tunnels notwendige Brustverbau wurde während des Vorbaues durch Kanalsteifen, nach Fertigstellung durch acht hydraulische Pressen elastisch abgestützt, damit der Schild beim Vortrieb an den Brustverbau herangeschoben werden konnte, ohne die Aussteifung des letzteren aufzuheben. Das untere Drittel der Brust wurde in der Regel im Sandboden nicht verbaut, auch nicht ganz ausgeschachtet. Der Schild wirkte also in der Sohle als Pflug.

In dem erwähnten festen Ton war kein Brustverbau erforderlich, die Brust wurde in ganzer Höhe freigelegt. Hier erwies es sich als vorteilhaft, den Boden durch Sprengungen mit Astralit zu lösen. Die Schießlöcher wurden mit Handbohrer hergestellt, mit je einer Patrone geladen und gezündet. Für jede Sprengung wurde die Brust mit 8 bis 15 Schuß besetzt.

In den stark wasserhaltigen Schichten wurden nach Lösen der obersten Bohle des Brustverbaues die Triebpfähle um die Vortrieblänge (50 cm) vorgeschoben, dann die oberste Bohle vorgesetzt, hierauf die nächsten Triebpfähle und die zweitoberste Bohle, bis die Brust um 50 cm vorgebaut war. Fig. 41 zeigt die Arbeiter beim Vorsetzen der zweituntersten Bohle. Bei dieser Arbeit mußten, um den Luftverlust möglichst klein zu halten und die Gefahr eines Ausbruches zu vermeiden, die Fugen der Triebpfähle und der Brust ständig mit plastischem Ton gedichtet werden.

War auf die eine oder andre Art der Raum an dem Schildmaul ausminiert, dann wurde mit Hülfe der 16 hydraulischen Pressen, die mit einem Höchstdruck von 450 at arbeiteten, der Schild um 50 cm vorgeschoben. Die Preßkolben stemmten sich mit einem den Druck verteilenden Schuh auf die fertige Tunnelverkleidung. Die Gesamtdruckkraft betrug rd. 2000 t. Nach Einziehen der Kolben konnten in dem entstehenden 50 cm langen Hohlraum unter dem Schutze des Schildschwanzes zwei neue Tunnelringe eingebaut werden. Zum Versetzen der 220 kg

Tunnelvortrieb.

1 : 150.

k Verbandkasten
l Fernsprechzelle
m Hinterspritzkessel
n Einbaukran
o bewegliches Gerüst
p Schildschwanz
q Schildmaul
r Theodolith
s Lotscheibe mit Meßschieber
t Nietofen und Rauchableitung
u Notsteg
v Feuereimer mit Wassertonne

Fig. 43. Im Tunnel am Vortriebschild.

schweren Ringstücke diente ein an der hinteren Querwand befestigter, um den Schildmittelpunkt drehbarer hydraulischer Kran.

Sobald der Schild vorgeschoben war, konnte die Brust von neuem abgebaut werden. Währenddessen wurden die Ringe eingebaut, die erste Bleidichtung angebracht und dann die den Zwischenraum zwischen Tunnelverkleidung und Schildmantel ausfüllende »erste Hinterspritzung« eingebracht. Zur Ausführung dieser Arbeit befand sich hinter dem Schild ein Schleppgerüst, das auf Rollen lief und von dem Schild weitergezogen wurde, Fig. 41 und 43. Die Rollen waren an der Tunnelverkleidung und an in der Mitte eingeklemmten Spannsäulen befestigt. Für die Hinterspritzung war in der Mitte jedes Segmentstückes ein durch Schraube verschließbares Hinterspritzloch gebohrt. Verwandt wurde dazu Zementmörtel mit Fettkalkzusatz, indem der Mörtel in Kesseln gerührt und durch Schläuche hinter die Ringe gepreßt wurde.

Die Arbeiten wurden im allgemeinen ununterbrochen, Tag und Nacht, fortgesetzt. In 24 Stunden wurden normal 1,50 m im Vortrieb erreicht. Die größte erreichte Leistung betrug 3,25 m in einem Tage.

Der durch die Stärke des Schildschwanzes gebildete ringförmige Hohlraum mußte während des Vortriebes selbst ausgefüllt werden. Dies geschah durch die »zweite Hinterspritzung«, unter gleichzeitigem Ansetzen von drei Hinterspritzschläuchen. Das untere Drittel des Hohlraumes wurde hierbei durch den schon genannten Hinterspritzkessel gefüllt, Fig. 43; in die oberen Teile des Hohlraumes saugte sich der Mörtel infolge des Ueberdruckes der Preßluft durch zwei in Mörtelbaljen endigende Saugschläuche selbst hinein. Es war hierbei äußerste Sorgfalt anzuwenden, da der Rostschutz des Tunnels wesentlich durch die zweite Hinterspritzung gebildet wird. Um sie zu sichern, war der Schildschwanz noch durch schmale Lamellen verlängert. Die Hinterspritzung, Fig. 31, ist naturgemäß weder genau prüfbar, noch gar ausbesserungsfähig. Vorgenommene Stichproben haben nirgends eine Fehlstelle ergeben, so daß es wohl gelungen ist, eine geschlossene Mörtelschicht zu erhalten.

In dem genannten Abstande vom Schild erfolgte dann die Nietung und die zweite Bleiverstemmung. Nach Abklopfen der Niete, Prüfung der Bleiverstemmung und Ausführung der erforderlichen Nacharbeiten waren die in Preßluft auszuführenden Arbeiten beendet. Ausbetoniert wurde die Tunnelverkleidung erst, nachdem die Preßluft abgeblasen und die Verkleidung sorgfältig von Schmutz gereinigt sowie alle Undichtigkeiten ausgebessert waren.

Zur Sicherung der Arbeiter bei einem Luftausbruch dienten zunächst die im Schild selbst angeordneten Kammern, die hier aber nicht ganz zweckmäßig angebracht waren und deshalb nicht weiter beschrieben werden sollen. Das wichtigste Sicherheitsmittel war ein hochliegender Notsteg, der, vom Schleppgerüst und der Tunnelstrecke erreichbar, geradewegs zur Personenschleuse führte. Eine sich vom First bis nahe zur Tunnelmitte erstreckende Querwand (Schürze) mit leicht verschließbarer Tür machte den hinter ihr liegenden Raum bei einem Wassereinbruch zur Taucherglocke, so daß die Arbeiter sich dahin zurückziehen konnten.

Fig. 44. Schleusenwand.

Die mit Preßluft gefüllte Tunnelstrecke war zunächst durch die Senkkastendecke des Schachtes Steinwärder abgeschlossen, später durch eingesetzte 2 m starke Wände aus Beton. Diese Abschlußwände enthielten oben eine Personen-, unten eine Materialschleuse, Fig. 44. Der zuerst vorgetriebene Osttunnel hatte zwei solche Abschlußwände, für den Westtunnel genügte eine nahe am Schacht; der Luftverlust war trotz der 400 m langen Preßluftstrecke nicht sehr bedeutend.

Die Gefahr eines Luftausbruches ist deshalb stets vorhanden, weil nur in

einer wagerechten Ebene Gleichgewicht zwischen Luftdruck und äußerem Wasserdruck herrschen kann. Diese Gleichgewichtsebene muß, weil sonst der Wasserandrang zu groß wird, in der Regel im unteren Drittel der Brust liegen. Oberhalb dieser Ebene hat die Luft das Uebergewicht über den Wasserdruck, unterhalb das Wasser. In unserm Falle hatte am First die Luft im Mittel 0,5 at höheren Druck als das Wasser. Diesem Druck, der sich auch in das an der Brust anstehende und diese überlagernde Erdreich fortsetzt, muß die Erdüberlagerung durch ihr Gewicht das Gleichgewicht halten. Das Gleichgewicht ist aber nicht statisch, sondern dynamisch, da an der Brust in der Sekunde rd. 1 cbm Preßluft = 3 cbm atmosphärischer Luft nach oben drang und in dem Wasser heftige Strudel erzeugte, die sogar die Schiffahrtsbehörde veranlaßte, kleine Schiffe vor der Gefahr, aus dem Kurs geworfen zu werden, zu warnen. Durch den aufsteigenden Luftstrom entstehen leicht Auskolkungen des Flußbettes, außerdem kann der Grad der Sättigung des überlagernden Erdreiches mit Luft und damit dessen verringerte Widerstandsfähigkeit nicht beobachtet werden, endlich muß sich der Luftdruck stetig dem wechselnden Wasserstande von Ebbe und Flut anpassen. Ein geringes Versehen hierin kann zusammen mit den genannten Umständen leicht einen Luftausbruch herbeiführen.

Ein solches Zusammentreffen war es auch, das am 24. Juni 1909 einen Luftausbruch hervorrief. Die Luft entwich plötzlich reißend an der Brust, riß den Brustverbau nach außen, warf eine 6 bis 8 m hohe Wassersäule auf und zerstreute rd. 600 cbm Erde in das Elbbett. Nach etwa 10 sk war der Luftdruck im Tunnel soweit gesunken, daß das Wasser das Uebergewicht erhielt und nun durch den Schild in den Tunnel strömte, weitere 600 cbm Erde mit sich reißend. Fig. 45 zeigt diesen Zustand.

Zum Glück konnten sich sämtliche Arbeiter retten, obwohl die im Schilde Beschäftigten in den ersten Sekunden in Gefahr waren, mit ausgeblasen zu werden, und als sie sich festklammerten, wie Fahnen wagerecht geweht wurden. Nach dem Einbruch mußte zunächst der Luftdruck verringert werden. Dann konnte man auf Flößen bis vor Ort gelangen und den Schild durch Bohlen abdichten (die Türen waren nicht mehr gangbar). Nunmehr konnte der Luftdruck wieder erhöht, Wasser und Erde weggeschafft und das Loch in der Elbsohle mit Sand und Kies ausgefüllt werden. Nach vier Wochen war es möglich, wieder, und zwar mit äußerster Vorsicht, weiter zu arbeiten.

Fig. 45. Luftausbruch am 24. Juni 1909.
Maßstab 1 : 600.

Um die Wiederholung eines Luftausbruches möglichst zu vermeiden, wurde dann auf gefährdeten Strecken in den Mittelzellen des Schildmaules jedesmal nach dem Vordrücken eine zweite Wand in 20 cm Entfernung hinter den Brustbohlen eingebaut und der Zwischenraum mit Ton vollgestopft. Dadurch war es möglich, während des gefährlichsten Teiles des Vorminierens, des Vorbauens der oberen Brust, den Luftdruck zu verringern, so daß die Gleichgewichtsebene oberhalb der Schildmitte lag, s. Fig. 46 und 47, und so wurde das Entweichen von Luft an der Brust und damit die Gefahr eines Ausbruches wesentlich herabgesetzt.

Fig. 46 und 47. Vortriebschild im Sandboden.

vor dem Ausbruch — nach dem Ausbruch

Gleichzeitig wurden die Auskolkungen des Flußbettes genau beobachtet, große Löcher wurden wieder ausgefüllt und an den Stellen der geringsten Ueberlagerung (5 m) eine 1 m hohe Belastungsschicht aus grobem Grubenkies aufgebracht. So gelang es, obwohl noch mehrmals Ausbrüche drohten und dadurch kurze Unterbrechungen am Vortrieb erzwungen wurden, doch ohne einen solchen die Tunnelröhren bis in den festen Ton vorzutreiben.

Besonders unter der Spitze der plastischen Tonschicht in der Mitte des Elbstromes entstanden dadurch tiefe Kolke, daß die Luft nur am Rande dieser Tonschicht in geschlossenem Strom austreten konnte, die Tonschicht stetig abbröckelte und eine mehrere Meter tiefe Rinne hineinfraß. So kam es für einige Wochen zu einem spannenden Wettlaufe zwischen dem Schild und dem etwas zurückbleibenden Kolke, mit stets wechselndem Abstande, bis mit zunehmender Stärke der Tonschicht der Schild schließlich als Sieger endgültigen Vorsprung gewann.

(Schluß folgt.)

Der Doppelschraubendampfer „Cap Finisterre" der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft,

erbaut von Blohm & Voß in Hamburg.[1])

Von Dr.-Ing. E. Foerster.

(Schluß von S. 1349)

(hierzu Tafel 9 und Textblatt 24)

Fig. 23 bis 27. Hintersteven mit Ruder.

Maßstab 1 : 100.

Schiffseinrichtungen für allgemeine Zwecke.

Der langen Dampfstrecke des Schiffes und seinem Charakter als Luxusschiff entsprechend, verfügt die »Cap Finisterre« über eine Reihe von Einrichtungen, welche die großen festländischen Hotels zum Vorbild haben und das Schiff in seinem Betriebe unabhängig von Landeinrichtungen machen sollen. Dem Betriebsumfange nach steht hier die auf dem Bootsdeck erbaute Dampfwäscherei an der Spitze, die mit den leistungsfähigsten neuesten Maschinen ausgestattet und mit einer Plätterei verbunden ist. Hier wird in getrennten Betrieben die gesamte Schiffs- und Stewardwäsche sowie die Wäsche der Fahrgäste laufend erledigt. Ferner befindet sich eine Druckerei an Bord, welche die Speisekarten, Bekanntmachungen, Festankündigungen, Tisch- und Kabinenkarten herzustellen hat.

Dem bequemeren Verkehr im Schiff dient außer der üblichen Haustelegraphenanlage ein Fernsprechnetz mit 195 Anschlüssen in den Kammern, deren Verbindungen durch eine Fernsprechhauptstelle, zugleich Stewardstation, die auf dem Salondeck gelegen ist, hergestellt werden. Diese Stelle nimmt auch alle Aufträge der Fahrgäste an die Bedienung entgegen. Außer diesen Fernsprechern sind sechs Anschlüsse mit Geheimschaltung für die Verbindung der Hauptdienststellen mit der Kommandobrücke vorgesehen. Lautfernsprecher verbinden ferner die Brücke mit der Back, dem Heck, dem Ausguck, dem Maschinistenstand und den Heizräumen. Zur Verbreitung genauer Zeitangaben ist eine elektrische Uhrenanlage (»Magneta«) mit 38 abhängigen Einzeluhren eingerichtet.

Lüftung, Beleuchtung und Heizung.

Die künstliche Lufterneuerung des gesamten bewohnten Schiffsinnern ist auf diesem Schiffe in einem bisher noch nicht dagewesenen Umfange durchgeführt. Ueber 2500 Meter gebauter Luftkanäle durchziehen die Wohndecks aller vier Klassen.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 1,05 *M* gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

be-
use
dem
den
der
der
Ge-
ıers
ates
ge-

l in
· als
wir-
ıög-
ge-

je-
ızip
ıgs-
em
;anz
laß-
Be-

bst-
mit
ızu-
zur
enü-

sind
gen
ısse
ırch
von
eise
.bst-
iren
iffes
eren
llen
ton-
Die
.nze
0 m
Deff-

ent-
ung
ots-
och
ıus-

—

1.

ganze Länge 15268

1380

1430

405

392

2.

-Martin-Stahl be-
inem Deckshause
ı hinten auf dem
npfventile werden
eim Versagen der
h auch von der
ındrades und Ge-
des Dampfsteuers
ndsteuerapparates
n Schrauben ge-

›elemente sind in
ıswert ist hier als
n selbsttätig wir-
Reederei ermög-
en, mit dem ge-

ung über den je-
auf dem Prinzip
ıit der Tiefgangs-
ı auf etwa 30 cm
ß immerhin ganz
ug auf die Maß-
·rauch sowie Be-
ı sind.
ıg in dem selbst-
Verbindung mit
besonders anzu-
e Handhabe zur
abilität in genü-

en Schotten sind
ırch Oeffnungen
Zum Verschlusse
ı geführte, durch
betüren, die von
er gruppenweise
werden. Selbst-
nieren der Türen
ung des Schiffes
sserleitung, deren
dstücken in allen
ch eine Clayton-
‹yd erstickt. Die
durch das ganze
ındecks in 40 m
baut, deren Oeff-
ießbar sind.
ungsbooten ent-
der Aufhängung
Höhe der Boots-
daß dieses noch
l Spieldeck aus-

ıt-Davits.

ganze Länge 15268

1380

1430

392

405

45 einzelne Motoren von zusammen 280 PS saugen die verbrauchte Luft ab und drücken frische Luft ein, bei einer gesamten Luftbewegung von 11500 cbm/min. Besondere Sorgfalt ist auf die Lufterneuerung im Zwischendeck verwendet. Mit der Lufterneuerung ist eine Ozonisieranlage verbunden, durch die eine gründliche Luftreinigung erzielt wird. Außerdem ist eine Vakuum-Entstäubungsanlage eingebaut.

Fig. 28 und 29. Steuereinrichtung.

Maßstab 1 : 100.

Die künstliche Beleuchtung des Schiffes umfaßt 3993 Einzelanschlüsse mit zusammen 60000 HK, wovon allein 15000 HK auf Röhrenlampen in den Deckengesimsen des Speisesaales entfallen; durchweg sind Metallfadenlampen verwendet. Das elektrische Kraftwerk besteht aus drei stehenden Verbund-Dampfdynamos von je 115 KW bei 110 V Klemmenspannung, von denen eine über der Wasserlinie und zwei im Maschinenraum aufgestellt sind. Zur Erwärmung der Kajüten dient eine Dampfheizung. Damenzimmer und Luxuswohnungen sind außerdem elektrisch heizbar.

Einrichtungen für den Schiffsbetrieb, die Navigation und die Sicherung.

a) Schiffsbetrieb. Für den Ladungsbetrieb dienen 5 Ladeluken, welche durch 2 Pfahlmasten und 4 Ladepole mit den nötigen Ladebäumen und 10 Dampfwinden von je 3 bis 5 t Nutzlast bedient werden. Außerdem ist zur Bedienung des hinteren Proviantraumes eine Dampfwinde von 500 kg vorgesehen. Auf dem Bootsdeck sind noch 4 Kohlenwinden angeordnet, von denen zwei mittels Rollenübertragung auch für die Proviantnahme durch die Pforten der Kühlräume benutzt werden können.

Zum Verholen sind außer den üblichen Pollern und Klampen zwei senkrechte Dampfverholspills von je 65 t Zugkraft an den Seiten des Steuerhauses auf dem freien Achterdeck aufgestellt. Ein wagerechtes Ankerspill für 72 mm Kettenstärke steht vorn auf der langen Back, um die beiden je 5230 kg schweren Buganker zu bedienen, die ohne Ankerkran unmittelbar in die Klüsen geholt werden.

Der Steuermechanismus besteht aus einer 28 mm dicken Ruderplatte von 18 qm Fläche mit 5 aufgezogenen geschmiedeten Armen, s. Fig. 23 bis 27. Der Ruderstamm ist mit dem Oberteil der Spindel durch eine wagerechte Kupplung verbunden. Der aus geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl bestehende Ruderquadrant befindet sich in einem Deckshause unmittelbar mit dem Dampfsteuer zusammen hinten auf dem ersten Aufbaudeck, Fig. 28 und 29. Die Dampfventile werden von der Kommandobrücke aus gesteuert. Beim Versagen der Fernsteueranlage können die Ventile jedoch auch von der Decke des Maschinenhauses mittels eines Handrades und Gestänges gesteuert werden. Beim Versagen des Dampfsteuers selbst ist das Schiff noch mittels Handsteuerapparates zu manövrieren, falls nicht mit den Schrauben gesteuert werden muß.

b) Navigation. Die Kommandoelemente sind in üblicher Weise ausgebildet. Erwähnenswert ist hier als neues Hilfsmittel der Kurskontrolle ein selbsttätig wirkender Registrierkompaß, welcher der Reederei ermöglicht, den Grad der Sorgfalt zu prüfen, mit dem gesteuert worden ist.

Zur Unterweisung der Schiffsführung über den jeweiligen Trimm des Schiffes dient ein auf dem Prinzip einer Wage beruhender Anzeiger, womit der Tiefgangsunterschied zwischen vorn und hinten auf etwa 30 cm genau bestimmt werden kann, so daß immerhin ganz brauchbare Schlußfolgerungen in bezug auf die Maßnahmen für Kohlen- und Wasserverbrauch sowie Beballastung während der Reise möglich sind.

Schließlich besitzt die Schiffsleitung in dem selbsttätig anzeigenden Schlingerpendel in Verbindung mit einer sehr einfachen, für jedes Schiff besonders anzustellenden Rechnung eine vorzügliche Handhabe zur Bestimmung der jeweiligen Anfangsstabilität in genügenden Genauigkeitsgrenzen.

c) Sicherung. Die wasserdichten Schotten sind zu Betriebszwecken an 13 Stellen durch Oeffnungen unter dem Schottendeck durchbrochen. Zum Verschlusse dieser Schottöffnungen dienen in Falzen geführte, durch Druckwasser bewegte stählerne Schiebetüren, die von der Kommandobrücke aus einzeln oder gruppenweise durch elektrische Uebertragung bedient werden. Selbsttätige Lichtzeichen melden das Funktionieren der Türen nach der Brücke hinauf. Zur Sicherung des Schiffes bei Feuersgefahr ist außer der Druckwasserleitung, deren Hydranten mit Schlauchrollen und Mundstücken in allen Wohndecks gebrauchsfertig stehen, noch eine Clayton-Anlage eingebaut, die Feuer mit Schwefeldioxyd erstickt. Die Rohrleitung hierfür verzweigt sich ebenfalls durch das ganze Schiff. Im übrigen sind noch in den Wohndecks in 40 m Höchstabstand stählerne Brandschotten eingebaut, deren Oeffnungen durch Klapptüren aus Stahl verschließbar sind.

Die Ausrüstung des Schiffes mit Rettungsbooten entspricht den gesetzlichen Vorschriften. Bei der Aufhängung der Boote in Welin-Davits, Fig. 30, ist die Höhe der Bootskiele über dem Bootsdeck so groß gewählt, daß dieses noch als ein nahezu vollwertiges Promenaden- und Spieldeck ausgenutzt werden kann.

Fig. 30.

Lagerung eines Rettungsbootes in Welin-Quadrant-Davits.

Fig. 31 bis 33. Stevenrohr. Maßstab 1 : 30.

Fig. 34. Abdichtung der Schraubenwelle. Maßstab 1 : 7,5.

Zur Sicherung gegen Zusammenstöße und für die Navigation bei Nebel sind Empfangsvorrichtungen für Unterwasserschallzeichen eingebaut. Den Fernsignal- und Nachrichtendienst besorgt eine Funkspruchanlage von genügender Stärke, um jederzeit auf der Reise von Hamburg bis Buenos Aires mit Landstationen oder Schiffen in Verbindung treten zu können.

Die Maschinenanlage, s. Tafel 9.

Es sind zwei Vierfach-Expansionsmaschinen von 1400 mm Hub und 760, 1110, 1580 und 2270 mm Zyl.-Dmr. eingebaut. Die größte Leistung auf der Probefahrt betrug 11300 PS_i bei 82 Uml./min, die normale Leistung im Betrieb ist 10600 PS_i. Der Massenausgleich ist so gut gelungen, daß in Verbindung mit der geeigneten Ausbildung des Schiffskörpers ein völlig schwingungsfreies Arbeiten des Schiffes erzielt worden ist.

Die in vier gleichen Teilen aus Siemens-Martin-Stahl hergestellte Kurbelwelle hat am Lauflager 430 mm, am Kurbelzapfen 435 mm Dmr. Die beiden 455 mm starken Schraubenwellen laufen in Weißmetall und sind mit Oelschmierung und Toussaintscher Abdichtung versehen, Fig. 31 bis 34.

Die Schrauben von 5,8 m Dmr. und 7 m Steigung haben je vier Flügel aus Manganbronze.

Im Maschinenraum sind außer den Hauptmaschinen folgende Hilfsmaschinen aufgestellt: 2 Simplex-Speisepumpen, 2 Duplex-Aschenejektorpumpen, 2 Duplex-Ballastpumpen, 2 Zirkulationspumpen, mehrere kleinere Hilfspumpen, ein Oberflächenvorwärmer, ein Destillierapparat, ein Speisewasserreiniger und eine Kühlanlage von 140000 WE/st.

Die Kesselanlage besteht aus 3 Doppel- und 4 Einender-Kesseln mit 2700 qm Gesamtheizfläche und 15 at Arbeitsdruck; sie ist in 2 getrennten Heizräumen untergebracht, welche an allen vier Seiten von Bunkern umgeben sind.

Betriebsergebnisse und Seeeigenschaften nach den Erfahrungen der ersten Reise.

Nachdem die »Cap Finisterre« vom Stapellauftage, dem 8. August 1911, ab in der kurzen Zeit von 3¹/₃ Monaten fertiggestellt worden war, verließ sie am 18. November die Elbe und ging nach zweitägiger erfolgreicher Probefahrt am 21. November zur ersten Reise von Cuxhaven aus in See. Am 26. November verließ das Schiff Lissabon, vollbesetzt in allen Klassen mit zusammen 1350 Fahrgästen und beladen bis auf 8,1 m Tiefgang mit rd. 8300 t Zuladungsgewicht.

Die Reise verlief fahrplanmäßig und in jeder Hinsicht zufriedenstellend. Das Schiff traf am 9. Dezember, ohne Rio de Janeiro angelaufen zu haben, in Buenos Aires ein und stellte mit 13¹/₃ Tagen Fahrzeit bei wechselnder Wettergunst einen Rekord für diese Strecke auf. Die erzielte Leistung ist in das Diagramm der Modellschleppwerte, Fig. 35, eingetragen. Der Leistungswert (Admiralitätskonstante c_i) ergibt sich danach zu 306, während 288 der Probefahrtgarantie für ruhiges tiefes Wasser entspricht. Günstigere Wetterumstände als die der ersten Reise werden dies Ergebnis unzweifelhaft noch verbessern. Das Schiff hatte in der Nordsee und später zwischen Lissabon und Teneriffa wiederholt in grobem, von vorne kommendem Seegang zu arbeiten und kam am 8. Dezember, 250 Seemeilen vor Montevideo, in die Ausläufer eines Zyklons hinein, der hohe Quersee brachte. Das Verhalten des Schiffes hinsichtlich seiner Seeeigenschaften und als Trägerkonstruktion war unter allen Umständen einwandfrei. Besonders waren die Bewegungen weich und in ihren Ausschlägen so gering, daß niemals Schlingerleisten oder Flascheneinsätze angewendet wurden.

Fig. 35. Schleppkurven.

Bei dem besondern Interesse, welches dem Verhalten gerade dieses Schiffstyps im Betrieb entgegengebracht worden ist, wird die Zusammenstellnng der hierfür charakteristischen, aus den Betriebswerten sich ergebenden Zahlen von Wert sein. Fig. 36 gibt die Tiefgänge und Beladungszustände, den Kohlen-, Wasser- und Proviantverbrauch sowie

Schnitt a-b. Schnitt c-d. Schnitt e-f.

die Ballastverteilung nebst den Vertrimmungen während der Aus- und Heimreise; Fig. 37 zeigt die Veränderung der metazentrischen Höhen unter dem Einfluß der Verbräuche, Fig. 38 die Stabilitätsmomente endlicher Neigungen für 10 charakteristische Zustände der Reise. Die Werte der Figuren 37 und 38 haben zum Ausgangspunkt die selbsttätig vom Schlingerkreiselpendel verzeichneten Schwingungsperioden, aus denen in praktisch einwandfreien Genauigkeitsgrenzen die metazentrischen Höhen errechenbar sind. Eine Kontrolle für diese Ermittlungen stellte der mit dem nahezu fertigen Schiff an der Werft vorgenommene Krängungsversuch dar, aus dessen Ergebnis sich je nach den verschiedenen Beladungszuständen die jeweiligen metazentrischen Höhen rechnerisch ergeben hatten. Die Schwingungsperioden ergaben durchweg um einige vH geringere Werte, und diese wurden für Fig. 37 und 38 benutzt. Zur Abdämpfung auftretender Rollschwingungen wurde das Schiff in schon vorgeschrittenem Bauzustande mit zwei Frahmschen Dämpfungstanks versehen. Fig. 39 stellt den vorderen Tank dar. Der hintere ist zusammen mit hohen Frischwassertanks zwischen den Spanten Nr. 58 und 65 eingebaut.

In Fig. 40 ist ein Schlingerdiagramm dargestellt, aufgenommen auf der ersten Heimreise zwischen Rio und Lissabon, als das Schiff, ziemlich steif beladen, 7 bis 8° nach jeder Seite rollte und der hintere Schlingertank mit 165 t Wasser, gleich 0,85 vH der Wasserverdrängung, in Betrieb gesetzt wurde. Das Maß der Abdämpfung der Rollschwingungen beträgt hiernach im Mittel 70 vH. Die Periode der Rollbewegungen schwankt im normalen Betriebe zwischen 2 und 2,9 min, entsprechend etwa 0,30 m und 0,56 m metazentrischer Höhe. Ein weiteres Schlingerdiagramm (Fig. 41) wurde während eines schweren Sturmes der zweiten Ausreise zwischen Lissabon und Teneriffa aufgenommen.

Hinsichtlich der Vertrimmung auf der Reise zeigt Fig. 36, daß die Absicht einer möglichsten Verminderung der durch die Verbräuche eintretenden Steuerlastigkeit erreicht worden ist. Allerdings bedingt die steuerlastige Lage des unbeladenen Schiffes eine gewisse Unbequemlichkeit des Ladungsbetriebes insofern, als stets eine genügende Menge Schwergut für die Vorderräume vorhanden sein muß, sofern gleichlastiger Tiefgang bei der Abfahrt hergestellt werden soll. Die Reederei des Schiffes hat jedoch durch geeignete Maßnahmen der Belastung die bequeme Handhabung in jeder Beziehung sichergestellt, so daß jetzt der Betrieb mit der gleichen Geläufigkeit vor sich geht wie bei den übrigen

Fig. 36. Ladezustände der ersten Reise.

Fig. 37.

Verlauf der metazentrischen Höhen während der ersten Reise.

Fig. 38. Stabilitätsmomente endlicher Neigungen.

Capdampfern. Erwähnenswert ist, daß diejenigen schiffstechnischen Neuerungen, welche besonders die Aufmerksamkeit des reisenden Publikums erregt und dem Schiff seinen wirtschaftlichen Erfolg wesentlich sichern geholfen haben, während der ersten vier Reisen — auch in den orkanartigen Stürmen der zweiten — zu keinerlei technischen Ausstellungen Anlaß gegeben haben. Die Konstruktion des Speisesaales hat weder bei den stärksten Stampfbewegungen noch beim Rollen Geräusche gezeigt, wie sie sonst selbst schon bei harmlosen Ausweichbeträgen in den hölzernen Innenverschalungen und Dekorationswänden der Aufbauten aufzutreten pflegen. Ebenso haben die Verbände des Schwimmbades und seiner Umgebung keinerlei Bewegung oder Leckagen gezeigt. Das Becken ist auf allen vier Reisen von Lissabon bezw. Teneriffa bis Montevideo und umgekehrt dauernd etwa 14 Stun-

Fig. 40

Selbsttätig aufgezeichnetes Schlingerdiagramm von der ersten Reise des Dampfers »Cap Finisterre«, 30. Dezember 1911, Rio de Janeiro-Lissabon; hohe Dünung von Backbord achtern. Metazentrische Höhe nach Schlingerdiagramm = + 0,50 bis 0,56 m.

Fig. 41.

Schlingerdiagramm von der zweiten Ausreise des Dampfers »Cap Finisterre«, 2. Februar 1912, Lissabon-Teneriffa; schwerer NW-Sturm und hohe See von Steuerbord querein. Metazentrische Höhe nach Schlingerdiagramm = + 0,70 m.

Fig. 39.

Querschnitt auf Spant 177. Vorderer Schlingertank.

den täglich im Vollbetrieb gewesen und bisher zu rd. 8600 Schwimmbädern benutzt worden. Die Beeinflussung der Stabilität durch die Füllung mit 78 t Seewasser beträgt beim Reiseanfang 10 bis 12 vH, bei leeren Bunkern und Frischwassertanks 19 bis 21 vH.

Fig. 42 bis 45 auf Textblatt 24 zeigen einige Ansichten des Baues und des Schiffes vor und bei dem Stapellauf.

Zusammenfassung.

Es werden die grundlegenden Konstruktionsbedingungen der für den La Plata-Dienst verwendbaren Schiffstypen erläutert und damit die Begründung der Hauptdaten der »Cap Finisterre«, des größten und schnellsten bisher für den Südamerikaverkehr gebauten Schiffes, verbunden.

Verschiedene schiffbautechnische Neuerungen dieses Baues, vor allem die Ausbildung des Stahlträgers mit einem im Vergleich zu seinem Gewichte verhältnismäßig hohen Widerstandsmoment und die Konstruktion eines doppeldeckhohen freistehenden Speisesaales weiträumigster Abstützung, sowie eines Schwimmbeckens auf dem freien Bootsdeck werden in ihren charakteristischen Einzelheiten erläutert. Die Einrichtungen und der Antrieb des Schiffes werden an Hand des üblichen Figurenmaterials beschrieben. Die Ergebnisse der ersten Reisen werden mit Modellschleppkurven und erzielten Reisewerten, mit Beladungs-, Trimm- und Stabilitätsdiagrammen aller Hauptzustände belegt, und das vorzügliche Verhalten des Schiffes, besonders hinsichtlich der erwähnten Spezialkonstruktionen, während der ersten vier Doppelreisen selbst unter den schwersten äußeren Bedingungen wird festgestellt.

Die Wengernalpbahn.[1]

Von **Otto Müller**, Ingenieur der Hoch- und Tiefbauunternehmung Th. Bertschingers Söhne in Zürich.

(hierzu Textblatt 25 bis 27)

Die Wengernalpbahn (W. A. B.)[2] führt vom Lauterbrunner Tal unmittelbar ins Hochgebirge, nicht auf einen Höhenpunkt mit Rundblick, wohl aber in die nächste Nähe der Perlen der Alpen. Beim Bahnhof Kleine Scheidegg umgibt uns die großartigste Hochgebirgsnatur; Bergbesteigungen schwierigster Art können von der Schwelle des Bahnhofgebäudes ihren Anfang nehmen, ein außerordentlicher Vorteil für Bergsteiger und Wanderer, die mit der Zeit und mit ihren körperlichen Kräften zu rechnen haben.

Auf dem Bahnhofe Lauterbrunnen, 799,38 m ü. M., Fig. 1, kann der Reisende im bequemen Aussichtwagen Platz nehmen. Zuerst fährt er über die eiserne Brücke der Lütschine und hat zur Rechten den Staubbach. Ueber mehrere Ueberführungen gelangt er zur Rohrfluh, von wo aus er einen prächtigen Blick ins obere Lauterbrunnental hat. Vor der Einfahrt in den Bahnhof Wengen 1277 m ü. M. erblickt der Reisende die hübschen Häusergruppen und die großen, zeitgemäß eingerichteten Gasthäuser des Kurortes Wengen. Wengen gegenüber befinden sich die Mürren-Drahtseilbahn und der Staubbach. Die Bahn zieht sich dann mit einer größten Steigung von 19 vH über die Geröllmassen, die sich von der zerrissenen Kette des Zschuggen losgelöst haben, und vor dem Reisenden zeigt sich das im hellsten Weiß erglänzende Silberhorn. Plötzlich biegt die Bahn um einen Vorsprung, und auf dem Bahnhof Wengernalp, 1877 m ü. M., wird die Aussicht frei, und der Reisende steht unmittelbar vor Jungfrau, Mönch und Eiger. Die Wengernalp hatte schon vor Jahrzehnten ein Gasthaus, ein belebter Sammelpunkt von Hunderten von Reisenden. Während der Fahrt von der Wengernalp zur Station Kleine Scheidegg hat der Reisende fortwährend Jungfrau, Mönch und Eiger zur Seite. Auf dem Bahnhof Scheidegg, 2064 m ü. M., ist die Paßhöhe erreicht, und man findet auch hier ein gut geführtes Gasthaus. Die Kleine Scheidegg ist der Ausgangspunkt der Jungfraubahn. Von der Kleinen Scheidegg aus tritt der Reisende auch die Talfahrt nach Grindelwald an, das mit seinen zerstreuten Häusern, seinen grünen Matten und dem wie aus einem

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 60 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2] Vergl. Z. 1898 S. 457.

einzigen Guß gebildeten Wetterhorn einen bleibenden Eindruck auf ihn macht. Die Bahn führt durch das Wergistal mit 19 vH größtem Gefälle zur Haltestelle Alpiglen, 1618,60 m ü. M., sodann mit 25 vH zur Talhaltestelle Grund, 946 m ü. M., um durch eine Spitzkehre mit 18 vH größter Steigung nach Grindelwald, 1037,60 m ü. M., wieder hinaufzusteigen. Hier wie in Lauterbrunnen hat die Wengernalpbahn Anschluß an die Berner Oberland-Bahn.

Die Wengernalpbahn mit 800 mm Spurweite hat eine Betriebslänge von 19 km und wurde 1893 in Betrieb genommen. Der kleinste Halbmesser beträgt 60 m, die größte Steigung 25 vH, der Gesamt-Höhenunterschied 1265 m. Die Baukosten, rollendes Gut und Gerätschaften inbegriffen, stellten sich auf 206800 ℳ/km, die Kosten für die Bahnanlage und die festen Einrichtungen auf 178000 ℳ/km.

Allgemeines. Mit zunehmendem Verkehr trat oft der Fall ein, daß die Bahn an den Tagen des stärksten Andranges mit ihrem rollenden Gute nicht alle Reisenden mit der wünschenswerten Schnelligkeit befördern konnte, ein Uebelstand, der auch bei andern, an Normalbahnen anschließenden Bahnen vorkommt. Zudem war der höchste Verkehr offenbar noch nicht erreicht, sondern man konnte gewiß sein, daß nicht nur die Fremden, sondern auch die Einheimischen die Wengernalpbahn immer mehr benutzen würden. Auch der Umstand, daß die Jungfraubahn mit ihren Arbeiten in Bälde auf der Station Eismeer anlangen würde, sprach für ein weiteres Anwachsen des Fremdenstromes, und es war klar, daß die Wengernalpbahn in einigen Jahren leistungsfähiger werden müsse. Der Hauptstrom der Fahrgäste ging von jeher in der Richtung Lauterbrunnen-Wengen, und die untere Linie mit 25 vH Steigung wurde natürlich am meisten belastet. Im Jahre 1901 wurden die Verhältnisse durch den Umbau der Strecke Alpiglen-Scheidegg einigermaßen verbessert. Er war nun möglich, mit einer Lokomotive und je zwei Wagen zu fahren. Dadurch wurde eine Lokomotive für den übrigen Verkehr zeitweise verfügbar, was aber wiederum die Anschaffung zweier neuer Personenwagen bedingte.

Diese Verbesserung der Betriebsverhältnisse war aber nur geringfügig und konnte nichts an der Notwendigkeit ändern, in wenigen Jahren Mittel zum Bewältigen eines großen Verkehres zu schaffen. Die oft unzulängliche Leistungsfähigkeit der Wengernalpbahn mußte um so mehr in die Augen springen, als der Personenandrang infolge des Umbaues der Berner Oberland-Bahn Zweilütschinen-Lauterbrunnen noch stärker geworden war. Vorher konnte die Berner Oberland-Bahn in einem Zuge höchstens 120 Personen nach Lauterbrunnen befördern, und nachfolgende Aushülfszüge kamen erst 10 Minuten später an. Durch den Umbau der steilen Rampe unterhalb Lauterbrunnen wurde es der Berner Oberland-Bahn möglich, in einem Zuge rd. 200 Personen zu befördern, die zum größten Teil sofort mit der Wengernalpbahn und der Mürrenbahn weiter befördert werden wollten. Da diese beiden Bahnen nur in Zeitabständen von 3 bezw. 30 Minuten Sonderzüge den fahrplanmäßigen folgen lassen konnten, so wurde eine glatte Abwicklung des Verkehres auf dem Bahnhofe Lauterbrunnen immer schwieriger, weshalb sich auch die Mürrenbahn mit einem Entwurfe zur Erhöhung ihrer Leistungsfähigkeit beschäftigte. Beim alten Zustande war die Wengernalpbahn an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt. Häufig mußten bis 100 Personen bei starkem Andrange zurückgelassen werden, die nicht mehr befördert werden konnten und spätere Züge abwarten mußten. Weil die beschränkte Aufnahmefähigkeit der Wengernalpbahn auf dem Bahnhofe Lauterbrunnen in den Kreisen der Reisenden bereits bekannt war, entstand daselbst bei Ankunft der Berner Oberland-Züge eine Jagd nach Plätzen, die den guten Ruf der Bahn schädigen konnte. Auch der Umstand mehrte den Unwillen bei den Fremden, daß vor Eintreffen der Berner Oberland-Züge an der Bahnkasse Lauterbrunnen Fahrkarten für die Wengernalpbahn ausgegeben wurden, wenn noch Plätze frei waren.

Man glaubte nun, in der Anlage einer Drahtseilbahn von Lauterbrunnen nach Wengen das Mittel gefunden zu haben, um die Mißstände zu beheben. Man suchte die Lösung der Frage in einer Vermehrung des rollendes Gutes und in der Einführung des elektrischen Betriebes auf der Strecke Lauterbrunnen-Wengen, um je zwei Wagen auf dieser Strecke befördern zu können. Anderseits plante man einen straßenbahnähnlichen Verkehr zwischen Lauterbrunnen und

Fig. 1. Uebersichtskarte der Wengernalpbahn.

Maßstab 1 : 100000.

Wengen mit Zügen, die nur zwischen diesen beiden Orten verkehren sollten. Man gab aber auch diesen Gedanken bald auf, weil er keine befriedigende Lösung versprach. Die in Wengen wohnenden Fremden benutzen zu ihren Ausflügen die Morgen- und Abendzüge, in der Zwischenzeit ist der Ortsverkehr zwischen Lauterbrunnen und Wengen verhältnismäßig gering, so daß ein regelmäßiger Pendelverkehr sich nicht gelohnt hätte; zudem war auch keine Ausweichstelle vorhanden, die auch bei 25 vH Steigung unzulässig gewesen wäre. Sodann wurde die Frage der günstigsten Lösung zur Beseitigung der erwähnten Uebelstände einem Sachverständigen-Ausschuß zur Beantwortung überwiesen, der aus den Herren Fellmann, Jacques und Th. Bertschinger zusammengesetzt war.

Dieser Ausschuß kam nach einem ausführlichen Bericht vom Mai 1902 an den Verwaltungsrat der Wengernalpbahn zu dem Urteil, daß man von dem Bau einer Seilbahn absehen und durch eine zweite Zahnradbahn mit 18 vH Steigung den vorliegenden Uebelständen in betriebstechnisch und wirtschaftlich bester Weise Abhülfe schaffen sollte. Andernfalls könne nur der Bau einer zweiten Spur empfohlen werden.

Aus dem Bericht ist zu erwähnen, daß die Anlage einer Seilbahn 533600 ℳ, der Neubau einer Linie mit 18 vH Steigung 600000 ℳ und eine zweite Spur 288000 ℳ gekostet hätte. Unter Berücksichtigung von Mehreinnahmen und Ersparnissen betragen die Mehrbetriebskosten bei der Seilbahn 38160 ℳ, bei der Linie mit 18 vH Steigung 24320 ℳ und bei der zweiten Spur 19360 ℳ.

Man fand, daß die verhältnismäßig teure Seilbahn die Hoffnung, die Leistungsfähigkeit zu heben, nicht erfüllen konnte. Und wenn sie auch in Lauterbrunnen die Verkehrsverhältnisse verbessert hätte, wären in Wengen die Uebelstände verblieben oder sogar vergrößert worden. Zudem genügte die Zahnradbahn dem Frühjahrs-, Herbst- und Winterverkehr. Bei einer Linie mit 18 vH Steigung würde die Einheitlichkeit des Betriebes nicht gestört werden. Sollte sich später die Notwendigkeit einer größeren Leistungsfähigkeit einstellen, so wäre eine Gefällverminderung auf der Seite Alpiglen-Grindelwald in Aussicht zu nehmen. Wenn eine zweite Linie auch teurer wäre, so verminderten sich doch die jährlichen Mehrausgaben gegenüber der Seilbahn.

Fig. 2.

Zug vor Bahnhof Wengen. Rechts Staubbachfall.

Fig. 3.

Wagerechte Strecke bei Wengwald. Jungfrau und Silberhorn.

Der Verwaltungsrat der Wengernalpbahn hat dann auch beschlossen, die Uebernahme der Seilbahnkonzession und die Ausführung der Seilbahn Lauterbrunnen-Wengen abzulehnen. Er verpflichtete sich dagegen zur Einführung des Winterbetriebes zwischen den beiden Orten, unter der Voraussetzung, daß keine Bauerlaubnis für eine Konkurrenzbahn erteilt werde. Zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Bahn im Sommer und für den Winterbetrieb sollte eine geeignete Linie mit 18 vH größter Steigung errichtet werden, mit einer annähernd in der Mitte der Strecke gelegenen Ausweichstelle. Die Hoch- und Tiefbauunternehmung Th. Bertschinger in Zürich und Lenzburg wurde beauftragt, einen Entwurf für diese Bahn auszuarbeiten, der inzwischen ausgeführt worden ist.

Der Ausbau der Bahn. Für die Steigungen waren folgende Normen vorgeschrieben, um eine möglichst gleichmäßige Zugförderung zu erreichen:

Die größte Steigung kommt nur in den Geraden und in Krümmungen von weniger als 25 m Länge vor und beträgt 18 vH. Sie vermindert sich

in Krümmungen von	200 m Halbmesser	auf	17,5 vH
» »	100 »	»	17,0 »
» »	80 »	»	16,5 »
» »	60 »	»	16,0 ».

Ein Krümmungshalbmesser von 70 m soll nur im schwierigsten Fall angewandt werden, im allgemeinen ist ein Halbmesser von 80 m als der kleinste anzusehen. Auf der Strecke sind drei Ausweichen anzuordnen, von denen nur die mittelste, möglichst in der Mitte zwischen den Stationsnullpunkten Lauterbrunnen und Wengen liegend, sofort ausgebaut werden soll. Sie darf nur eine größte Steigung von 13 vH haben. Von den andern Ausweichen soll die eine bei der Abzweigung der neuen Linie nach der Lütschinenbrücke angelegt werden, die zweite in Wengen (Wengwald), nicht zu nahe dem Bahnhofe Wengen. Diese Ausweiche soll vorläufig eine offene Linie, aber mit einer genügend langen Wagerechten bleiben, die den späteren Ausbau zum regelrechten Personen- und insbesondere Güterbahnhof ermöglicht, zur Bedienung der dortigen in baulicher Entwicklung befindlichen Gegend.

Fig. 4.

Ausgang des Tunnels 2. Blick ins hintere Lauterbrunnental.

Es ist dann auch Hrn. E. Hünerwadel, Ingenieur bei der Hoch- und Tiefbauunternehmung Th. Bertschinger, gelungen, den Entwurf so günstig auszuarbeiten, daß die Linienführung in günstigster Weise die mannigfaltigen Schönheiten des Lauterbrunnentales von der Bahn aus sichtbar macht; vergl. Fig. 2 bis 4.

Von km 0,69 der bestehenden Strecke ausgehend, verläuft die neue Streckenführung genau nach den aufgestellten Steigungsnormen bis km 1,4, Fig. 5. Von hier aus mußte bis zur mittleren Ausweiche bei km 1,8 davon abgegangen werden, andernfalls wäre die Linie an der großen Felswand der Rohrfluh zu hoch hinauf, d. h. unmittelbar in diese hinein gekommen. Wollte man die mittlere Ausweiche in die Mitte der Strecke bringen, so konnte sie kaum anderswo liegen als auf der Schutthalde vor der Felswand, um rd. 9 bis 10 m tiefer als die Linie bei Verwendung der gegebenen Steigungsnormen; denn eine 9 m breite Galerie in der Felswand sollte vermieden werden. Die Ausweiche liegt nun in 7,5 vH Steigung. Von km 1,9 bis zum Eintritt in den Kehrtunnel konnten die Steigungen wieder nach den gegebenen Regeln angelegt werden. Beim Ausgang des Kehrtunnels kommt die größte Steigung noch einmal vor; sie vermindert sich sodann infolge größerer Entwicklungslänge auf 14,1 vH an der Stelle, wo die neue Linie, rd. 230 m von der Station Wengen entfernt, mit der alten gleichgerichtet läuft und demgemäß auch deren Steigung erhält. Der allgemeine Entwurf für die Steigung von 18 vH war nur 3700 m lang. Für die gegenwärtige Vorlage wurde aber vorgeschrieben, die Länge von 3750 m zu erreichen, weil dies die untere Grenze für die Erhöhung des Fahrpreises ist, die die Wirtschaftlichkeit der Strecke sichert. Dieses Maß wurde infolge Ausnutzung einer möglichst guten Lage für den Kehrtunnel nur wenig überschritten. Es ist klar, daß ein Bahnbau in ausgesprochener Hochgebirgsgegend ein vielseitigeres Studium erfordert als im Flachland, und die Ausführung wird zudem noch durch die mühsamen und teilweise gefährlichen Geländeaufnahmen erschwert.

Linienführung und Bau. Im März 1908 wurde mit dem Bau der neuen Linie Lauterbrunnen-Wengen angefangen. Da sie an die alte Linie der Wengernalpbahn anschließt, war es angebracht, von beiden Enden der neuen Linie aus mit den Arbeiten zu beginnen, um nach streckenweisem Ausbau durch Befahren der betriebsfähigen Strecke mit Bauzügen die Kosten für die Beförderung der Baustoffe zu ermäßigen. Von einer Beförderung mit der Achse oder auf Maultieren stand man ganz ab. Die Baustoffe wurden in Lauterbrunnen auf die Wengernalpbahn geladen und auf der alten Linie nach günstig gelegenen Punkten gebracht, von wo aus sie dann mit Seilschwebebahnen, in Kenneln oder mit den im Lauterbrunnental allgemein bekannten Holzschlitten an die Verwendungsstelle befördert wurden; s. Fig. 6 bis 8, Textblatt 25.

Die Einschnitte wurden von oben abgeteuft; der Aushub wurde auf Schlitten, die eine Führung auf Rollbahnschienen hatten, in die Auffüllungen geschafft. Die Schlitten wurden

Fig. 5.

Längsprofil der neuen Linie Lauterbrunnen-Wengen.

Otto Müller: Die Wengernalpbahn.

Fig. 6. Förderung von Boden aus Einschnitten auf Schlitten und Beförderung von Baustoffen von der alten Linie an die Verwendungsstelle.

Fig. 7.
Förderung auf Schlitten.

Fig. 8. Förderung von Baustoffen von der alten Linie auf die Verwendungsstelle mit Drahtseil.

Fig. 9.
Betonierung der Widerlager der Mettlibachbrücke.

Otto Müller: Die Wengernalpbahn.

Fig. 10. Lehrgerüst und Betonierung des zweiten Ringes des Bogens der Mettlibachbrücke.

Fig. 11. Dreigelenkbogen der Mettlibachbrücke.

Fig. 13. Betonierung eines Bogens der Ribibachüberführung.

Fig. 14. Ribibachüberführung.

Otto Müller: Die Wengernalpbahn.

Fig. 15. Wengerwegüberführung.

Fig. 18. Ausgang des Richtstollens vom Tunnel 2.

Fig. 19. Ausgang des Tunnels 2.

Fig. 20. Ausgang des Tunnels 2 und Rohrfluhbrücke.

dann wieder durch Arbeiter an die Aushubstelle getragen oder, wenn die Entfernung zu weit war und große Schlitten verwendet wurden, durch einen 6pferdigen Benzinmotor an einem Drahtseil hinaufgezogen. Der größte Teil des Aushubes wurde in die Runsen abgeschwemmt. Dieses Verfahren ersparte große Kosten für die Anlage von Stütz- oder Fußmauern, wie sie sonst nötig sind, für die an den steilen Halden vorgesehenen Ablageplätze.

Bis km 0,72 wird von Lauterbrunnen aus die alte Linie benutzt. Von km 0,6 ab mußte diese allmählich bis km 0,77 gehoben und von da bis km 0,8 gesenkt werden, um beim

Fig. 12. Mettlibachbrücke (Dreigelenkbogen).

Maßstab 1 : 500.

Abgang der neuen Linie bei km 0,72 die Steigung für die Weichen auf den zulässigen Betrag von 13 vH zu vermindern. Gleich hinter der Abzweigung war die erste Ausweiche vorgesehen, und obschon nicht beabsichtigt war, sie sofort einzulegen, wurde doch die dafür notwendige Erdarbeit ausgeführt. Die nun folgende Mettlibachschlucht wollte man auf einem Damm mit Durchlaß überschreiten und die erforderlichen Baustoffe aus den nachfolgenden Einschnitten zwischen km 1,0 und 1,1 nehmen. Man sah dann von diesem Plan ab wegen der Befürchtung des Bahnmeisters der Wengernalpbahn, daß bei einem schweren Wolkenbruch losgerissene Bäume den Durchlaß verstopfen und zu einer Gefahr für den Damm werden könnten. Man nahm nunmehr eine Ueberführung von drei Bogen zu je 8 m l. W. in Aussicht, änderte aber auch diesen Plan dahin, daß man die Schlucht mit einer Dreigelenkbogenbrücke von 22 m Spannweite überbrückte, was wegen der Unsicherheit des Baugrundes notwendig war.

Der Bogen und die Widerlager sind in Beton ausgeführt, die Stirnmauern in Bruchsteinmauerwerk, und die Gelenke sind in Formen gegossene Quader, Fig. 9 bis 11, Textblatt 25 und 26, sowie Fig. 12. Die Baukosten stellten sich einschließlich 1120 ℳ für die Bachverbauung auf 21600 ℳ.

Bei km 1,15 war die Ribibachschlucht zu überbrücken, und es wurde hier eine gemauerte Brücke in einer Krümmung von 80 m Halbmesser mit drei Bogen zu je 8 m Weite ausgeführt, Fig. 13 und 14, Textblatt 26. Die Bogen wurden in Beton und die Widerlager und Pfeiler in Bruchsteinmauerwerk hergestellt. Die Kosten beliefen sich auf 21600 ℳ. Der kleine Durchlaß für den Bach bei km 1,22 ist die einzige eiserne Trägerkonstruktion mit durchgehendem Schotterbett. Die bei km 1,24 folgende Wengenweg-Ueberführung, Fig. 15, Textblatt 27, war der Gegenstand langer Verhandlungen, weil Private, Gemeinden und Behörden ihre Forderungen stellten. Die Widerlager der Straßenbrücke (übliche Eisenkonstruktion mit Schotterbett) sind in Bruchsteinmauerwerk ausgeführt, die Stützmauern in Trockenmauerwerk. Längs dem Wege befindet sich auf der einen Seite ein eisernes Geländer, auf der andern eine gemauerte Brüstung. Die Baukosten beliefen sich auf 6880 ℳ.

Fig. 16. Strecke im steilen Gelände.

Maßstab 1 : 150.

$a = 0{,}5 + 0{,}05\,h \qquad b = 0{,}65 + 0{,}017\,h^2$

Die Linie durchquert sodann ein zerschnittenes steiles Gelände, wobei abwechselnd Stütz- und Futtermauern errichtet werden mußten, Fig. 16. Nach Ueberfahren des kleinen, in Beton ausgeführten Wurmschopf-Durchlasses bei km 1,4 beginnt der erste Tunnel. Dieser ist zu zwei Dritteln aus Kalkstein ausgehauen und bedurfte hier keiner Ausmauerung, im oberen Drittel jedoch wurde eine verstärkte Kalottenmauerung notwendig. Die Länge beträgt 137 m, und die Abrechnung ergab 41600 ℳ Baukosten. Kurz hinter dem Austritt aus dem Tunnel wird der Lehmbach in einer Krümmung von 100 m Halbmesser auf einer Brücke mit drei Bogen zu je 6 m l. W. überfahren. Die Brücke ist in Beton ausgeführt und kostete einschließlich 3200 ℳ für die Bachverbauung 18800 ℳ.

Fig. 17. Chriechenbachdurchlaß und Stützmauer.

Nach Ueberschreiten des Chriechenbach-Durchlasses, Fig. 17, langt man auf der mittleren Ausweiche an. Diese kam nach dem Entwurf auf eine Schutthalde am Fuße der Rohrfluhfelsen zu liegen. Um aber die Doppelspur nicht auf eine durch Steinschlag bedrohte Stelle bringen und hohe Stützmauern zur Anlage des 9 m breiten Schienenbettes herstellen zu müssen, verschob man die Ausweiche in der Richtung nach Lauterbrunnen. Eine Linienführung im Fels, wie zwischen Meiringen und Brünig, mit überhängendem Gestein war nicht möglich. Die Verlegung der Ausweiche abwärts bedingte eine gründliche Vorsicht; es wurden alle losen Blöcke mit Dynamit abgesprengt, was in dem tiefer liegenden Gelände freilich großen Kulturschaden verursachte. Nachher wurde das lose Gestein von der Felswand abgeräumt und Wege ausgehauen, von denen aus man alle gefährlichen Stellen untersuchen konnte. Zum Schutze gegen Stein- und Eisschlag wurden Verbauungen ausgeführt. Der behördlich vorgeschriebene Pflockabstand beträgt 75,5 m, und es können auf jedem Gleis zwei Züge, bestehend je aus einer Maschine und drei

Wagen von 37,5 m Länge, zum Ausweichen aufgestellt werden.

Die Teilstrecke zwischen km 1,9 und 2,2 führt durch so wildes Gebiet, daß es am zweckmäßigsten erschien, in Tunneln vorzugehen und die Schluchten zu überbrücken, weil bei der Steilheit der Lehne weder an offene Einschnitte noch an Anschüttung von Dämmen zu denken war. Die Linie geht hier durch den vollständig ausgemauerten 27,4 m langen Tunnel 2 mit teilweisem Druckprofil, dessen Baukosten 14320 *M* betrugen; s. Fig. 18 und 19, Textblatt 27. Hierauf folgt die Rohrfluhbrücke mit 17 m Spannweite und 7360 *M* Baukosten. Der Bogen ist in Beton, die Stirn- und Flügelmauern in Bruchsteinmauerwerk ausgeführt, Fig. 20, Textblatt 27. Hinter dem Tobelbrückli tritt man in den vollständig ausgemauerten Tunnel 3 mit 34,80 m Länge und 16240 *M* Baukosten. Der dritte und der vierte Tunnel sind durch die Brandbachbrücke verbunden, bestehend aus zwei Bogen von je 6 m und einem von 20 m Spannweite. Sie ist in Beton ausgeführt, und die Stirnmauern sind mit Bruchsteinmauerwerk verkleidet. Die Baukosten betragen 24640 *M*.

Dann fährt man durch den Tunnel 4, der zur Hälfte in Bergschutt liegt und eine Unmenge von Holz zu seiner Auszimmerung erforderte. Er ist 78 m lang, vollständig ausgemauert und kostete 42880 *M*. Auf der Seite von Lauterbrunnen hat der Tunnel ein Druckprofil mit Sohlengewölbe, Fig. 21. An der Felswand zeigten sich Risse, die auf ein Abgleiten des ganzen Felskopfes hinwiesen. Es wurden nun die Fundamente des oberen Widerlagers der Brandbachbrücke und der zwischen dieser und dem Sohlengewölbe des Tunnels liegende Teil in Brückenbreite bis auf den Felsen ausgehoben, in den Felsen wurden Schienen eingelassen, und das Ganze wurde als zusammenhängender Klotz ausbetonniert, was ein weiteres Abgleiten verhinderte. Der Tunnel 4 hätte zwar auf der Talseite umgangen werden können, wenn die Brandbachbrücke etwas höher gelegt worden wäre. Die nachfolgende Schlucht bei km 2,23 gleich hinter dem Tunnelausgange fällt aber so steil ab, daß in nur 20 m Entfernung von der Strecke talwärts eine Brücke von 30 bis 35 m Höhe und bedeutender Länge erforderlich geworden wäre. Tunnel 3 und 4 liegen in einer Geraden. Das folgende Stück der Linie bis km 2,5 ist ein Geschlängel um die Vorsprünge, Vertiefungen und Rinnen der Lehnen herum unter Abwechslung von Anschnitt und Damm mit Stütz- und Futtermauern und kleinen Durchlässen bei 80 m Krümmungshalbmesser und der noch als stattbaft angenommenen kleinsten Länge von 15 m für die Zwischengeraden.

Fig. 21.

Druckprofil mit Sohlengewölbe im Tunnel 4.
Maßstab 1 : 150.

Bei km 2,5 bis 2,6 war ein Damm als Ablagerungsplatz für den Aushub aus Tunnel 5 (Kehrtunnel) vorgesehen. Die Lehne war aber hier noch so steil, daß die Dammböschung die Geländelinie erst weit unten erreicht und Stützmauern erfordert hätte; die Hauptschwierigkeit indessen lag in der Beschaffenheit des unsicheren Baugrundes. Dieser bestand aus Schlamm, von unterirdischem Wasser durchzogen, das man hätte fassen und ableiten müssen. Um auf etwas besseren Boden zu kommen, hat man die Gleisachse bergwärts verschoben. Der Bachlauf beim Kehrtunnel wurde verlegt und das alte Bachbett als Ablagerplatz für den Tunnelschutt benutzt.

Bei km 2,7 tritt die Linie in den Tunnel 5 ein. Er ist ein Kehrtunnel von 251 m Länge und 80 m Krümmungshalbmesser mit einer Steigung von 16 und 17 vH; man überwand damit einen Höhenunterschied von 42 m. Das Gestein besteht aus kalkhaltigem Tonschiefer und weist nur vereinzelte Stellen mit regelmäßiger Schichtung auf. Es enthält viele Gleitflächen und scharf ausgebildete sekundäre Spaltungen, welche längs und quer steil abfallen. Das Zersetzen und Abblättern des Gesteines wurde noch beschleunigt durch das stark wasserführende Gebirge. Nach Durchschlag des Tunnels war die Luftströmung in ihm infolge der Schlotwirkung sehr lebhaft und hätte ohne Ausmauerung ebenso wie der während der Zeit der Schneeschmelze eintretende starke Wasserzufluß auf die Verwitterung und Abblätterung des Gesteines fördernd eingewirkt. Desgleichen wäre die Befestigung der elektrischen Kontaktleitung sehr schwierig gewesen; die Querdrähte hätten durch herabfallendes Gestein gewiß oft Schaden genommen. Auch würden sich an den wasserführenden Stellen im Winter bedeutende Eismassen gebildet haben, die zu entfernen wiederum bedeutende Kosten verursacht hätte. Alle diese Mängel konnten nur durch Ausmauerung des Tunnels behoben werden. Der Tunnel wurde zum Teil in verstärktem Profil ausgemauert. Die Baukosten stellten sich auf 130400 *M*.

Beim Austritt aus dem Kehrtunnel genießt man eine prachtvolle Aussicht auf Breithorn und Jungfrau. Man ist nun auf der Wagerechten für die zukünftige Haltestelle Wengwald angelangt. Auch diese erforderte beträchtliche Stützmauern, die aber die Herstellung einer 12 bis 15 m breiten Bahnfläche für Verschiebegleise ermöglichen. Besonders gut eignet sich dieser Platz auch zur Anlage einer Fahrstraße nach dem künftigen Villenviertel hinter und über dem Kehrtunnel mit einer Steigung von 7 vH bis höchstens 10 vH und späterem fast wagerechtem Verlauf. Von hier an stellten sich der Ausführung der Linie keine besondern Hindernisse mehr in den Weg. Die neue Linie mündet bei km 3,8 in den Bahnhof Wengen der alten Wengernalpbahn ein.

Fig. 22. Kontrolle der Vorwärtsbewegung.

Wie schon erwähnt, wurde mit dem Oberbau von beiden Enden, Lauterbrunnen und Wengen, begonnen, und das durchgehende Gleis konnte schon am 21. Oktober 1909 zusammengefügt werden, was den Verkehr der Bauzüge wesentlich erleichterte. Die Linie hätte im Frühjahr 1910 dem Betrieb übergeben werden können, aber es traten bei der großen Regenzeit im Januar und Februar 1910 Rutschungen ein. Es wurde dann eine Kontrollgerade abgesteckt und Bewegungen des Geländes festgestellt, Fig. 22. Auf rd. 200 m in der Länge und Breite war die ganze Geländefläche in Bewegung und senkte sich auf einer Gleitschicht von durchschnittlich 6 m Tiefe talwärts. Sofort wurde mit einer gründlichen Entwässerung des Gebietes begonnen, wobei namentlich darauf Bedacht genommen wurde, daß der oberhalb der Bahnstrecke liegende Teil gehörig entwässert wurde. An dem unteren Streckenteil wurde eine Futtermauer in Beton mit 3 m Gründungsbreite und 1 : 5 Neigung in sich verschoben und mußte abgetragen werden. An ihrer Stelle führte man eine Trockenmauer von 4 m Dicke und 4 : 5 Neigung auf; der nötige Aushub, der viel Sperrholz für den Ausbau erforderte, konnte

nur in Stücken von 4 bis 5 m Breite ausgeführt werden, worauf jeweils die Trockenmauer sofort hochgeführt wurde. In der Wagerechten im Wengenwald wurden zum Stützen des Oberbaues in der Richtung der Gleisachse und in Abständen von je 12 m elf Pfeiler in Trockenmauerwerk mit einer Tiefe bis 11 m (1 m unter Gleitschicht) und einer Sohlenbreite von 4 m ausgeführt. Sie wurden unter sich mit Stollen verbunden, die wiederum mit Steinen ausgebeugt waren. Die tiefsten Pfeiler (Wassersäcke) wurden von außen mit Stollen angebohrt, Fig. 23 und 24. Zwischen den Pfeilern wurde leichter Bodenaushub angeschüttet und der Oberbau durch Nachschottern und Unterstopfen immer auf derselben Höhe gehalten. Durch diese notwendigen und kostspieligen Erneuerungsarbeiten wurde erreicht, daß das ganze gefährdete Gebiet zur Ruhe kam.

Fig. 23 und 24. Stützpfeiler mit Entwässerungsstollen.

Maßstab 1 : 200.

Die neue Strecke konnte am 7. Juli 1910 mit einer bescheidenen Feier eröffnet werden. Unerwartete Schwierigkeiten in Bergschuttgebieten, viele Abweichungen vom Entwurf, Rutschungen usw. führten zu einer Ueberschreitung des Voranschlages. Die Kosten für den Unterbau belaufen sich auf 904000 ℳ oder 251200 ℳ/km.

Fig. 25. Erddamm.

Maßstab 1 : 150.

Fig. 26. Erdeinschnitt.

Maßstab 1 : 150.

Die Kunstbauten wurden durchweg in Stein oder Beton ausgeführt. Von der billigeren Ausführung in Eisen mußte wegen der Eisstürze und des Steinschlages abgesehen werden; denn man bedurfte hier sehr widerstandfähiger Bauwerke. Als Baustoff wurde meistens Beton verwendet, da guter Baustein nicht zur Genüge zu finden war. Alle Lehrgerüste wurden fest unterstützt. Die Bogen wurden in Ringen betoniert. Eine Einsprache der Gemeindebehörde von Lauterbrunnen, die das Sprengen bei Nacht während des Fremdenbesuches im Sommer verbot, verursachte eine Verzögerung der Arbeiten in den Tunneln. Beim Tunnelbau folgte man im allgemeinen dem belgischen Verfahren, indem ein Firststollen vorgetrieben und sodann die Kalotte ausgehauen und sofort mit Beton ausgemauert wurde. Der Vortrieb wurde von beiden Seiten aus begonnen, mit Ausnahme von Tunnel 2. Die Strosse wurde erst ausgehoben, nachdem die Kalottenmauerung abgebunden hatte. Die Widerlager wurden seitlich der Strosse in Lamellen von je 5 m Länge aufgeführt; diese Bauweise ist weitaus die billigste. Um die bereits fertiggestellte ausgemauerte Kalotte beim Aussprengen der Strosse nicht zu beschädigen, wurde der zu sprengende obere Teil der Strosse mit starken Eisentafeln abgedeckt, und erst dann wurden die Schüsse angezündet. Zum Ausbruch wurde im Vortriebe Dynamit, in der Strosse Cheddit verwendet. Gebohrt wurde durchweg mit der Hand. Maschinenbohrung, mit Druckluft betriebene Ingersol- oder Meier-Bohrmaschinen oder elektrische Bohrmaschinen mit Druckluftvortrieb erwiesen sich hier als zu teuer. Es gab so viele Angriffspunkte, daß man mindestens neun Einrichtungen hätte beschaffen müssen. Diese in dem abgelegenen Gelände mit elektrischer Kraft zu betreiben, würde große Kosten und viele Störungen verursacht haben. Der tägliche Arbeitsfortschritt betrug 90 bis 100 cm. Zur Lüftung des auf der unteren Seite des Kehrtunnels ausgebrochenen Teiles diente ein durch einen 6pferdigen Benzinmotor angetriebener Ventilator. An den wasserführenden Stellen im First wurde ein aus verzinktem Wellblech bestehendes Dach angebracht. Der Tunnelquerschnitt ist in der Krümmung um 20 cm gegen das Profil in der Geraden erweitert. Auf je 25 m der Tunnelstrecke sind abwechselnd links und rechts Tunnelnischen eingebaut. Der Tunnel wird beim Durchfahren eines Zuges beleuchtet, und zwar mit selbsttätiger Einschaltung, indem durch einen weiteren Kontaktdraht und durch den Bügel der Lokomotive den Lampen Strom zugeführt wird.

Fig. 27. Felseinschnitt.

Maßstab 1 : 150.

Der Unterbau wurde nach Fig. 25 bis 27 ausgeführt. Für den Oberbau wurden in der Geraden 10,494 m lange Vignoles-Schienen mit einem Trägheitsmoment von 504 cm^4, einem Widerstandsmoment von 96 cm^3 und einem Gewicht

von 24,2 kg/m sowie Eisenschwellen von 19 kg/m Gewicht benutzt. Die Zahnstange der Bauart Riggenbach ruht wie die der Berner Oberland-Bahnen auf Sätteln. Auf je eine Schienenlänge kommen drei Zahnstangen mit sechs Zwischensätteln und drei Zahnstangen-Stoßsätteln, die auf zwölf Schwellen ruhen, Fig. 28 und 29. Alle 80 Meter ist der Oberbau durch Betonklötze mit dem Unterbau verankert.

Mit der Genehmigung des Baues der neuen Strecke Lauterbrunnen-Wengen wurde auch der elektrische Betrieb der Wengernalpbahn beschlossen. Der Strom wird aus dem Jungfraubahn-Werk Burglauenen bezogen. Die Lokomotiven werden mit Gleichstrom von 1500 V Fahrdrahtspannung betrieben. Die Wagen haben je zwei vierachsige Drehgestelle. Sie enthalten 32 Plätze dritter und 16 zweiter Klasse. Es können jetzt mit einer Lokomotive drei vollbesetzte Wagen von Lauterbrunnen bis Scheidegg und Alpiglen befördert werden.

Fig. 28. Gleisquerschnitt.

Maßstab 1 : 20.

Fig. 29. Schwellenverteilung.

Maßstab 1 : 80.

Für einen möglicherweise noch notwendig werdenden Dampfbetrieb sind vor den Tunneleingängen Vorhänge angebracht, die das Vordringen des Rauches im Tunnel verhindern. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 10 km/st. Der höchste Tagesverkehr belief sich am 8. August 1910 auf 3714 Fahrgäste.

Die Bahn ist nun so umgebaut, daß sie wohl jederzeit den größten Anforderungen entsprechen kann und imstande sein wird, die denkbar höchste Zahl von Reisenden schnell und bequem auf die schönsten Höhen unserer erhabenen Alpenwelt zu bringen.

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln.[1]

Von **K. Bernhard.**

(Fortsetzung von S. 1320)

VI. Entwurf »Cöln-Deutz II«.

Verfasser: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Werk Gustavsburg bei Mainz, Grün & Bilfinger, Mannheim, und Professor Hermann Billing, Karlsruhe.

Bei diesem angekauften Entwurfe handelt es sich um eine versteifte Kabelhängebrücke mit eisernen Pendelpylonen[2]). Der Entwurf ist ingenieurtechnisch sehr gut durchgearbeitet und verdient aus verschiedenen Gründen die besondere Beachtung der Brückenbautechnik. Ob er nicht eine wesentlich günstigere Beurteilung erfahren hätte, wenn die Geschmacksfragen, über die in der Welt der Streit nun einmal nicht aufhören wird, nicht zu scharf vorgedrängt wären, mag dahingestellt sein.

Die Tragwände haben 13,20 m Mittenabstand erhalten; sie bestehen aus Parallelfachwerk als Versteifungsträger und patentverschlossenen Kabeln mit 1 : 10 Pfeil in der Mittelöffnung von 211,4 m Stützweite, s. Fig. 183 und 184. Diese Kabel sind auf mächtigen portalartigen Pendelpylonen fest gelagert und verlaufen nach den Widerlagern in Parabelform. Die Seitenöffnungen haben je 107,8 m Stützweite. Die Kabel bestehen aus 14 Einzelseilen von 104 mm Dmr., die in zwei übereinanderliegenden Bündeln zusammengefaßt sind, um aus weiterer Entfernung als Doppellinie zu wirken, s. Fig. 185 bis 187.

Die Versteifungsträger haben in der Mittelöffnung 28 Felder von je 7,55 m, in den Seitenöffnungen 14 von je 7,7 m Länge; sie sind Fachwerkparallelträger von durchweg 5,6 m Höhe und bilden einfache Balken, die über Pfeilern und Widerlagern von festen und beweglichen Kipplagern gestützt sind. Auf den Strompfeilern ruhen sie in den Pylonen und sind hier nach oben wie nach unten, wie aus Fig. 188 bis 191 ersichtlich, durch Pendel gestützt, die eine ausreichende Verschiebbarkeit gestatten, während am Ende unverschiebliche Kipplager angeordnet sind.

Fig. 183 und 184.

Ansicht und Aufsicht des Entwurfes »Cöln-Deutz II«.

Maßstab 1 : 2000.

An den Widerlagern sind die Endpfosten dadurch wirksam verankert, daß die Kabel hier einen leichten Knick erhalten und mit 1 : 7,5 Neigung gegen die Wagerechte abfallen, so daß die entstehende Seitenkraft der Kabelspannkraft den aufwärts gerichteten Auflagerkräften entgegenwirkt, Fig. 192.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Brücken- und Eisenbau) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

[2]) Vergl. den Vorbericht Z. 1911 S. 1411.

Die Ankerkabel sind über eine schräg angeordnete, mit Kipplager versehene Strebe *S* geführt, die in einer Widerlagermauer gestützt wird. Diese Lösung scheint mir sehr ausbildungsfähig zu sein und namentlich vom ästhetischen Standpunkte aus für die Anhänger des reinen Eisenbaues die Wirkung der Verankerung in ausgeprägtem Maße zum Bewußtsein zu bringen. Die Kabel sind dann in bekannter Weise in Einzelseile aufgelöst, in eine kegelig erweiterte

Fig. 185. Brückenquerschnitt.

Maßstab 1 : 80.

Stahlhülse eingeführt und durch Auflösen der Einzeldrähte und Vergießen der Zwischenräume befestigt. Die so gebildeten Seilköpfe sind mit einer Stahlgußplatte unter Längs- und Querträgern gelagert. Das ganze Kabel kann durch Druckwasser-Winden von diesem Trägerrost aus angezogen werden, um den Durchhang beim Aufbau nach Bedarf einzustellen.

Die Hängestangen haben I-förmigen Querschnitt und sind so eingerichtet, daß ihre Längen ebenfalls mittels Druckwasser-Winden genau geregelt werden können.

Eine der besten Lösungen für die Verbindung zwischen Kabel und Hängestangen scheint in der nachstehend dargestellten Anordnung zu liegen. Die Kabel werden nämlich von Stahlgußschalen umfaßt, um die sich ein Flußeisenband herumlegt. Zwischen den beiden Kabeln jeder Tragwand ist ein weiteres Stahlgußstück eingeschoben, das mit seitlichem Zapfen *a*, Fig. 186 und 187, zum Anschluß der Hängestangen versehen ist. Die Stahlgußschalen werden nunmehr von der Mitte aus mit Winden *w* an die Kabel gedrückt und durch schlanke Keile *k*, die zwischen die Schalen und das mittlere Stahlstück eingetrieben werden, festgehalten, worauf die Winden wieder entfernt werden können. Hierdurch wird das Abgleiten der

Fig. 186 und 187. Seilaufhängung.

Maßstab 1 : 30.

Befestigung an den glatten Kabeln mit Sicherheit vermieden und eine gelenkartige zentrische Aufhängung herbeigeführt.

Gegen Rosten werden die Kabel mit einer Asphaltmasse getränkt. Nach dem Verlegen der einzelnen Seile werden namentlich die Stellen, an denen die Hängestangen anschließen, durch Verstreichen aller Fugen gegen Eindringen von Wasser geschützt und schließlich die einzelnen Seilbündel mit Blechmänteln umgeben.

Fig. 193 zeigt die Pylonenkonstruktion, deren Einzelheiten in den Figuren 188 bis 191 hinreichend klargelegt sind.

In die Mittelöffnung sollen nach dem Aufhängen der Kabel die Versteifungsträger mit Fahr-

Fig. 192. Verankerung der Kabel.

Maßstab 1 : 300.

bahnrost in 3 Teilen schwimmend eingefahren werden. Geschlossen werden die Versteifungsträger erst, nachdem die Fahrbahn mit Pflaster und Fußwegbelag fertiggestellt ist. Hierbei muß die Nachmessung der Ueberhöhung in der Fahrbahn und das genaue Aufeinanderpassen der auf der Zulage vorher gebohrten Nietlöcher an den Anschlußpunkten die Richtigkeit der über den anfänglichen Durch-

hang der Kabel angestellten Berechnungen erweisen.

Ueber die mit großer Sorgfalt durchgeführte statische Berechnung ist nur zu sagen, daß die Bauart einfach statisch unbestimmt ist. Die Spannkräfte der Versteifungsträger sind mit Hülfe von Einflußlinien ermittelt, deren Ergebnisse noch durch Zahlenrechnung nachgeprüft worden sind. Die ständige Last der Brücke soll nur von den Kabeln aufgenommen werden. Dieser Zustand soll durch die obenerwähnten Vorkehrungen bei der Aufstellung des eisernen Ueberbaues berücksichtigt werden.

In Zahlentafel 5 sind die Auflagerkräfte für die End- und Mittelpfeiler A bezw. B sowie die wagerechten Seitenkräfte der Kabel H für die verschiedenen Belastungsfälle in t zusammengestellt.

Die Pylonen sind als dreifach statisch unbestimmte geschlossene Rahmen berechnet.

Der für die Stahlkabel verwandte Tiegelstahl hat 13800 kg/qcm Bruchfestigkeit und wird bis zu 1/3 beansprucht, während für die Versteifungsträger drei verschiedene Baustoffe vorgeschlagen sind, nämlich Kohlenstoffstahl ohne Nickelzusatz, Nickelstahl mit 0,5 bis 1 vH Nickelzusatz und Nickelstahl mit 1,5 vH Nickelzusatz, für den eine um 50 vH höhere Beanspruchung als für normales Flußeisen zugelassen ist, bei 55 bis 65 kg/qmm Bruchfestigkeit. Die infolge der verschiedenen Belastungsarten für die verschiedenen Baustoffe sich ergebenden Durchbiegungen sind in Zahlentafel 6 zusammengestellt, woraus hervorgeht, daß die Durchbiegungen die von »Alaaf Colonia« noch überschreiten. Immerhin ist es verdienstvoll, daß in diesem

Fig. 188 bis 191. Einzelheiten der Pylonen.
Maßstab 1 : 80.

Schnitt e-f.

Schnitt c-d.

Fig. 193.
Pylon.

Zahlentafel 5. Beanspruchungen in t.

	A	B	H
ständige Last	+ 267	+ 2477	+ 2788
Mittelöffnung belastet	− 140	+ 986	+ 1346
linke Seitenöffnung belastet	+ 332	+ 347	+ 40
rechte » »	− 5	+ 10	+ 40
Temperatur	∓ 16	± 38	± 154
Wind	± 5	∓ 10	∓ 41
Höchstwert	+ 620	+ 3868	+ 4409
»	+ 95	+ 2429	+ 2593

Entwurf von vornherein die Durchbiegungsfrage in klarster Weise behandelt worden ist.

Zahlentafel 6. Durchiegungen.

	I Mittelöffnung } Nickelstahl Seitenöffnung } Flußeisen mm	II Mittelöffnung } Flußeisen Seitenöffnung } desgl. mm	III Mittelöffnung } Nickelstahl Seitenöffnung } desgl. mm
a) Wärmeänderung ± 35° {	+ 340 − 20	+ 284 − 36	+ 328 − 32
b) Belastung der Mittelöffnung	+ 921	+ 745	+ 1014
c) Belastung der Seitenöffnung	+ 284	+ 299	+ 414

Die Gewichte des Hauptentwurfes — Versteifungsträger der Seitenöffnungen in Flußeisen, der Mittelöffnung in Nickelstahl — sind aus Zahlentafel 7 zu ersehen.

Zahlentafel 7. Gewichte.

	Flußeisen t	Nickelstahl t	Stahlguß t	Gesamtgewicht t
Seitenöffnungen	2546,8	—	—	2546,8
Mittelöffnung	1377,2	825,3	—	2202,5
Pylonen	722,6	—	—	722,6
Verankerung, Entwässerung, Seilumhüllung	227,5	—	—	227,5
Lager	—	—	822,2	822,2
	4874,1	825,3	822,2	6521,6
Kabelgewicht	—	—	—	925,8
				7447,4

In einem Nebenentwurf ist auch ein Rahmenträger (Vierendeelscher Bauart) als Versteifungsträger vorgeführt, bei dem sich das Gesamtgewicht um 1741,6 t größer als beim Hauptentwurf ergeben hat. (Fortsetzung folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 15. April und 28. Juni 1912.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 1. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Frölich. Schriftführer: Hr. Fischmann.

Anwesend etwa 90 Mitglieder und Gäste.

Die Sitzung wird mit dem Elektrotechnischen Verein zusammen abgehalten.

Hr. Professor Dr. Holde (Gast) spricht über

Prüfung und Bewertung der Schmiermittel.

Allgemeines.

Der Oberingenieur der Oesterreichischen Nordwestbahn, J. Großmann, war einer der ersten, der in seinem 1885 erschienenen Buch »Die Schmiermittel und Lagermetalle für Lokomotiven usw.« und in dem aus diesem hervorgegangenen späteren Werke »Die Schmiermittel« (Wiesbaden 1894, neue Auflage 1909) in dankenswerter Weise und unter Zugrundelegung der wissenschaftlichen Arbeiten von Hirn, Thurston, Kirchweger, Coulomb, Poiseuille, Petroff die Gesichtspunkte für die Auswahl der Schmiermittel in der Praxis dargelegt hat. Ferner gibt es noch ein kleineres älteres Buch von Prof. E. Donath, der mehr die chemische und einfache physikalische Prüfung der Schmiermittel behandelt.

Das Großmannsche Werk, in welchem auch die interessanten Versuche und Theorien Newtons und Michel Angelo Buonarottis sowie andrer namhafter Forscher über die Gesetze der Bewegung von Flüssigkeiten in Röhren in ihren Beziehungen zur Theorie der Schmiermittelreibung eingehend erörtert sind, gibt uns gleichzeitig vielfach Aufschluß über diejenigen Stoffe, welche man vor und seit der Erfindung der Lokomotiveisenbahnen zur Schmierung von Maschinen und sonstigen Mechanismen benutzt hat.

Die ältesten Angaben über die Verwendung von Schmieröl verdanke ich Hrn. Geheimrat Prof. Dr. v. Buchka. Hiernach hat Heron der Aeltere in der Beschreibung eines Automatentheaters schon im ersten Jahrhundert nach Christi Geburt erwähnt, daß man bei den fahrenden Automaten die Räder sich um eiserne, die Figuren um kupferne Achsen drehen läßt und Oel daran bringen muß, damit alles sich gut dreht. Es ist natürlich anzunehmen, daß Fette und Oele schon weit früher zur Schmierung von Mechanismen gedient haben, da diese Stoffe ebenso wie Erdöl, Bergteer und dergleichen schon zur vorchristlichen Zeit lange bekannt waren. Dies ergibt das Studium des Talmuds und der Bibel.

Vor der Erfindung der Lokomotiveisenbahnen benutzte man nach Großmann für die Schmierung schwerer Maschinen meistens sogenannte starre Schmieren, nämlich Unschlitt, d. h. Rinder- oder Hammeltalg, Schweineschmalz oder ähnliche feste oder butterartige Fette, um die Reibung der Metallflächen aneinander durch die geringere innere Reibung jener Fette und ihre ebenfalls geringere Reibung an den Metallflächen zu ersetzen.

Bei feineren Maschinen mit leichterem Räder- oder Triebwerk benutzte man damals schon flüssige Oele, und zwar mit besonderer Vorliebe das verhältnismäßig wenig veränderliche Olivenöl. Damit ist bereits die Kraftökonomie in bezug auf die Auswahl des Schmiermittels zum Ausdruck gebracht, wie sie, abgesehen von der feineren Differenzierung der Neuzeit, grundsätzlich noch heute maßgebend ist, nämlich bei kleinerem Lagerdruck und bei niedrigerer Lagertemperatur ein entsprechend dünnflüssigeres Oel von geringerer innerer Reibung anzuwenden.

Ist dieser Gesichtspunkt in erster Linie für die Auswahl des Schmiermittels schon früher maßgebend gewesen, so kam in zweiter Linie der Preis und die Verbrauchsmenge in Frage. Dies zeigt besonders die Entwicklung der Schmiermittelfrage bei den Eisenbahnen, deren Schmierölverbrauch ja ganz besonders groß ist. Bei den ersten Lokomotiveisenbahnen finden wir für Lokomotiven und Wagen hauptsächlich steife Schmieren, bestehend aus Unschlitt oder Gemischen von diesem mit Tran. Oel, gelegentlich auch mit etwas Schwefel, der die reibenden Teile etwas kühlen sollte. Der Oelzusatz sollte die Schmiere etwas flüssiger machen, so daß sie bei der durch die Reibung entstehenden Erwärmung den Lagern leichter zufließen konnte.

Diese noch verhältnismäßig kostspieligen Schmieren kamen allmählich außer Gebrauch durch die von Booth im Jahre 1835 erfundene, aus Unschlitt, Palmfett, Soda und Wasser bestehende Palmölschmiere, die wegen ihres Gehaltes an Seife als ein Vorläufer der noch heute vielfach für besondere Zwecke benutzten starren Fette anzusehen ist. Bezeichnend ist auch, daß man damals schon dieser hauptsächlich in England, teilweise auch in Belgien und Frankreich, in Deutschland nur stellenweise benutzten Schmiere in den Wintermonaten flüssiges Oel zusetzte, den Talggehalt aber verringerte.

In Deutschland benutzte man in der ersten Hälfte des vorigen Jahrhunderts bei den Bahnen hauptsächlich Rüböl, das aber in den fünfziger Jahren, weil zuviel Oel durch Verspritzen verloren ging, durch schmalzartige Schmieren, Mitteldinge zwischen Palmölschmiere und flüssiger Schmiere, ersetzt wurde. In diesen Schmieren, die unter verschiedenen Reklamenamen in den Handel kamen, fanden sich auch Bleiseifen, die aus Rüböl erzeugt waren, vermischt mit Fetten; sie schmolzen etwa zwischen 30 und 40°.

Schließlich ging man wieder, da sich die Starrschmieren durch größere Abnutzung der Lager, vermehrten Aufwand an Arbeit und dementsprechend erhöhten Kohlenverbrauch nachteilig bemerkbar machten, in Deutschland zur Rübölschmierung über, indem man aber raffiniertes, die Schleimbildung des rohen Oeles nicht zeigendes Oel benutzte. Daneben traten in Wettbewerb mit dem Rüböl Gemische mit Harzölen, die Destillationserzeugnisse des Kolophoniums, oder Gemische mit Fischtran, endlich, allerdings nur bei feineren Maschinen, die teuren Knochen- und Klauenöle, schließlich noch Olivenöl und in den fünfziger Jahren vorübergehend schweres Steinkohlenteeröl, das ich übrigens noch in den achtziger Jahren wiederholt in Eisenbahnölen als Verfälschung antraf.

Zu Anfang der sechziger Jahre begannen in Oesterreich und Deutschland bei den Eisenbahnen die ersten Versuche mit dem aus Rohpetroleum gewonnenen Mineralschmieröl, das inzwischen in großen Mengen aus Südrußland und Amerika eingeführt wurde. Aber es dauerte fast 2 Jahrzehnte, bis

alle Vorurteile gegen das neue Schmiermittel, das gegenüber der Starrschmiere veränderte Schmiervorrichtungen mit Saugdochten beanspruchte, weggeräumt waren. Allerdings wurden zunächst die Mineralöle bei den Eisenbahnwagen und Lokomotiven meistens mit dem teureren Rüböl gemischt benutzt, bis man in den neunziger Jahren zur reinen Mineralölschmierung, und zwar mit dunkeln Destillationsrückständen, gemischt mit leichteren Destillaten für die Winterschmierung, und zur Verwendung hoch entflammbarer, besonders dickflüssiger Oele für die Zylinderschmierung, zum Teil unter Zusatz von wenig fettem Oel, überging. Inzwischen hatten sich auch in den Maschinenfabriken die hellen, in allen Konsistenzstufen erhältlichen Mineralschmieröle Eingang verschafft, die auch in der aufblühenden Industrie der Verbrennungs-Kraftmaschinen wegen ihrer guten Eigenschaften allgemeine Aufnahme gefunden haben.

Immerhin sind noch eine Reihe andrer, zum Teil allerdings unter wesentlichem Zusatz von Mineralölen hergestellter Schmiermittel zu erwähnen, die sich in der modernen Schmiertechnik einen dauernden, wenn auch bescheideneren Platz erworben haben. Es sind dies die gewöhnlichen, sich von dem Tovoto-Fett ableitenden starren Fette, die heute hauptsächlich bei Kurbelzapfen, Exzenterscheiben, Transmissionslagern und sonst noch an Stellen verwendet werden, die der Oelschmierung schlecht zugänglich sind, oder wo man mit starkem Verschleudern von Oel rechnen muß. Starre Fette mit einem Schmelzpunkt weit über 100° oder zähe Rückstände der Erdöl- und Fettdestillation, die erst beim Erwärmen schmelzen, werden zur Schmierung der Rollen und Kammräder wegen der hohen Erhitzung und der hohen Drücke benutzt. Die ersteren Fette, sogen. Kalypsolfette oder Xylite, sind gewöhnlich Aufquellungen von Natronseifen in Mineralölen, zum Teil unter Zusatz von Kalkseifen, welche die Seifengrundlage der gewöhnlichen starren Fette bilden.

Die sogenannten wasserlöslichen Oele werden eigentlich nur als Kühlmittel, die gleichzeitig Rostbildung verhindern, beim Fräsen und Schneiden von Metallen benutzt; denn bei diesen Arbeiten ist ja gerade Abnutzung des gefrästen oder geschnittenen Metallstückes Zweck der Arbeit. Die Herstellung solcher wasserlöslicher Oele will ich Ihnen hier an einem Versuch zeigen. Es handelt sich hier darum, ein im Wasser leicht emulgierbares Oel darzubieten. Dies erreicht man dadurch, daß man einem Mineralschmieröl Alkaliseife, z. B. auch Ammoniakseife einverleibt. Ohne einen Gehalt an Alkaliseife ist das Mineralöl, wie der Versuch zeigt, mit Wasser nicht emulgierbar. Auch wenn dem Mineralöl Oelsäure, ein Bestandteil der fetten Oele und der meisten Seifen, zugesetzt wird, emulgiert es sich noch nicht mit Wasser, wie der Versuch zeigt; sobald ich aber der Mischung von Oelsäure mit Mineralöl ein wenig Ammoniak oder Kalilauge zusetze, entsteht mit Wasser eine starke Emulsion. Gewöhnlich benutzt man für die Werkzeugmaschinen durch bloßen Zusatz von Wasser herzustellende Emulsionen solcher Oele von 2 oder 5 vH Gehalt.

Zur Schmierung der Kompressionszylinder von Schwefligsäure-Eismaschinen dient die verflüssigte schweflige Säure selbst, die ölig ist; Mineralöle würden in diesem Falle Rückstände bilden. Ebensowenig sind Mineralöle wie überhaupt organische Oele zur Schmierung von Sauerstoff- oder Chlorkompressionszylindern zu benutzen, da sie im ersteren Falle heftige explosionsartige Oxydationen, im letzteren Falle ebenfalls starke Zersetzungen durch das komprimierte Chlor veranlassen würden. Man benutzt im ersteren Falle wäßrige Glyzerinlösungen, im letzeren Falle sogar konzentrierte Schwefelsäure zum Schmieren.

Schon die vorstehende, die wirklichen Verhältnisse noch nicht annähernd erschöpfende Aufzählung zeigt, wie außerordenlich verschieden die Schmiermittel in ihnen physikalischen und chemischen Eigenschaften, je nach der wechselnden mechanischen und chemischen Anforderung des Betriebes, auszuwählen sind.

Bezüglich der Gewinnung der Haupttypen der Schmiermittel setze ich die Herstellung der fetten Oele durch Auspressen von Samen oder Fleischfrüchten oder durch Extraktion mit flüchtigen Lösungsmitteln als genügend bekannt voraus, auch das Ausdämpfen des Klauen- und Knochenöles aus Rinderknochen und ebenso die Tatsache, daß die rohen Oele durch gehöriges Lagern, Erwärmen und Abziehen des Schlammes geklärt und von den in ihnen enthaltenen freien, die geschmierten Lager angreifenden Fettsäuren durch alkalische Mittel befreit werden.

Verarbeitung des Rohpetroleums auf Schmieröl. Aus dem Rohpetroleum wird das Schmieröl dadurch gewonnen, daß die feuergefährlichen und leichteren Teile, wie Leuchtöl und Benzin, abdestilliert werden. Der Rückstand der Destillation kann entweder unmittelbar, erforderlichenfalls nach einer gewissen chemischen Reinigung, als Schmieröl benutzt werden, wie dies z. B. bei deutschen Eisenbahnölen mehrfach der Fall ist, oder er wird durch weitere Destillation auf helle Maschinenöle verarbeitet, oder es wird der durch weitere Destillation eingedickte Rückstand durch Zusatz von leichteren Schmieröldestillaten auf den geeigneten Flammpunkt und Zähigkeitsgrad gebracht. So werden z. B. die Winter-Mineralschmieröle für Eisenbahnwagenachsen gewonnen.

Die Destillation der Mineralschmieröle kann nur mit überhitztem Wasserdampf oder im Vakuum geschehen, da sich die Oele bei unmittelbarer Erhitzung zersetzen und in niedriger siedende und niedriger entflammbare weniger schmierfähige Kohlenwasserstoffe zerfallen. Das Rohpetroleum wird im Laboratorium zur Prüfung seiner Verarbeitungsfähigkeit zunächst in einer kupfernen Blase unmittelbar erhitzt und von Benzin befreit, wobei die Benzindämpfe durch einen mit Rosten versehenen Dephlegmator streichen und dadurch eine gewisse Scheidung erleiden. Dann wird weiter das Leuchtöl abgetrieben, bis zu einer Dampftemperatur von 250 bis 300°. Inzwischen ist der Wasserdampf in der Kupferspirale erhitzt worden, und es wird nun mit der Destillation des Schmieröles unter Einleitung des genügend trocknen Dampfes begonnen. Hierzu wird zwischen den Wasserkühler, der bei der Benzin- und Petroleumdestillation vorgeschaltet war, und die Retorte der Luftschlangenkühler eingeschaltet, in dem sich die Schmieröldestillate nach ihrer Schwere und Zähflüssigkeit geordnet abscheiden, während die leichteren Erzeugnisse, die gewöhnlich noch ein wenig zersetzt riechen, in den am Ende stehenden Wasserkühler übergehen. Eine Regenerierung von im Betriebe gebrauchten Maschinenölen erfolgt also nicht etwa durch unmittelbare Destillation, sondern am besten nur durch Filtration.

Die an Schmiermittel zu stellenden Anforderungen.

Die Frage der Schmiermittelprüfung wurde in Deutschland Anfang der achtziger Jahre planmäßig in dem Königl. Materialprüfungsamt aufgenommen, als der Verband deutscher Müller beim Minister für Handel und Gewerbe eine umfassende vergleichende Prüfung des Schmierwertes der bisher benutzten Rüböle, Olivenöle usw. mit den sich inzwischen einführenden Mineralschmierölen in der damaligen Königl. mechanisch-technischen Versuchsanstalt beantragt hatte.

a) Chemische allgemeine Anforderungen.

Ein Schmiermittel kann seine Aufgabe, reibungsvermindernd zu wirken, nur dann erfüllen, wenn es frei ist von irgendwie festen Körpern, die zufällig oder durch böswilligen Zusatz hineingekommen und nicht in dem Oel aufgelöst sind oder sich beim Gebrauch ausscheiden. Hierzu gehören also nicht Seifen, die sich in starren Fetten in salbenartiger Aufquellung finden, wohl aber etwaige Beschwerungsmittel, wie Schwerspat oder durch unsachgemäße Verseifung in dem Fett verbliebener freier Kalk oder kohlensaurer Kalk. Ebenso dürfen die Oele und Fette keine die geschmierten Flächen angreifenden freien Fettsäuren in irgendwie erheblicher Menge oder gar irgendwelche von der Reinigung herrührende Mineralsäuren, Alkalien, Schleimteile, trocknende oder verharzende Oele enthalten, die bei längerer Benutzung die Reibung erhöhen würden. In Ammoniak-Eismaschinen würden freie Fettsäuren, welche sonst die Lager- und Zapfenmetalle usw. angreifen, mit dem Ammoniak störende Seifen bilden. Endlich ist als allgemeine chemische Forderung hervorzuheben, daß die Schmiermittel nicht leichtflüssige Stoffe, die physikalische Veränderungen des Schmiermittels veranlassen, enthalten.

Der Bedingung, sich chemisch nicht zu verändern, genügen die in allen Starrheitsstufen erhältlichen Mineralschmieröle vollkommener als die meisten fetten Oele. Diese bilden freie Säure und dicken, wie z. B. insbesondere auch das raffinierte Rüböl, längere Zeit der Luft ausgesetzt, ja sogar bei behindertem Luftzutritt ein. Deshalb und weil sie auch erheblich teurer als Mineralschmieröle sind, sind sie von diesen zum größten Teil aus der Schmiertechnik verdrängt und werden nur hier und da, von einzelnen Ausnahmefällen abgesehen, als Zusätze verwendet; z. B. wird ein reines Rizinusöl mit gutem Erfolg zum Schmieren der Gnôme-Flugmotoren benutzt. Ferner werden beträchtliche Mengen sogenannter geblasener Rüböle als Zusatz zu Schiffsmaschinenölen benutzt.

So ganz unveränderlich in bezug auf die Aufnahmefähigkeit für Sauerstoff sind im Gegensatz zu den früheren Annahmen die Mineralschmieröle nicht. Aber diese Veränder-

lichkeit wurde erst neuerdings bemerkt, als die Mineralöle in den Dampfturbinen und in Transformatoren lange Zeit höheren Temperaturen und der gleichzeitigen Einwirkung der Luft ausgesetzt wurden, und diese Beobachtungen haben dazu geführt, die Veränderungen der Mineralöle bei Einwirkung der Luft näher zu studieren und besondere Bedingungen für die in Frage kommenden Fälle aufzustellen. Dem früheren leitenden Chemiker der Petroleumraffinerie vorm. A. Korff in Bremen, Dr. Kißling, ist es zu verdanken, daß das Augenmerk auf diese für die Technik wichtigen Veränderungen der Mineralöle gerichtet wurde.

b) Anforderungen an die Zähigkeit.

Viel wechselnder, je nach der Art und Leistung der Maschine, als die chemischen Anforderungen sind die an die wichtigste physikalische Eigenschaft der Schmieröle, die Zähflüssigkeit, gestellten Anforderungen. Man kann sie in die dem Fachmann geläufige Formel kleiden: Jedes Schmieröl soll eine dem herrschenden Lagerdruck bezw. den herrschenden Geschwindigkeiten und Temperaturen entsprechende Zähigkeit besitzen. Derjenige, der diesen deduktiv abgeleiteten und durch die praktischen Erfahrungen auch bestätigten Satz genügend in sich aufgenommen hat, wird sich in der Auswahl eines Schmieröles für einen bestimmten Zweck einigermaßen auskennen. Aber ganz genaue Begrenzungen der Zähigkeit nun für jedes Verwendungsgebiet eines Oeles aus jenem hauptsächlich von Petroff in seinen Untersuchungen über die Reibung begründeten Satz abzuleiten, ist bis jetzt noch nicht möglich gewesen. Hierzu kommt als weitere praktische Schwierigkeit, daß an einer bestimmten Maschine, z. B. an Motorwagen, an Eisenbahnwagen, das Schmieröl den Anforderungen, genügend reibungsvermindernd zu wirken, bei den verschiedensten Temperaturspannungen zu genügen hat, während nur vereinzelt, z. B. im Turbinenlager, bei Dynamos, Transmissionen in geschlossenen Räumen usw., weniger wechselnde Temperaturen in Frage kommen.

Es ist zuzugeben, daß die heute in der Technik übliche Art, die Zähflüssigkeit eines Schmieröles in empirischen Vergleichswerten auf dem Engler-Apparat, in England auf dem Redwood-Apparat auszudrücken, das wissenschaftliche Bedürfnis nach genauer Ausdrucksweise technischer Materialeigenschaften nicht mehr genügend befriedigt. Die Engler-Zahlen geben nur annähernde Vergleichswerte der Zähigkeit der Oele, gewonnen durch Vergleichung der Ausflußzeiten des zu beurteilenden Oeles mit derjenigen von Wasser, weil sie bei veränderlichem Druck und in einer Vorrichtung mit verhältnismäßig weiter und kurzer Ausflußöffnung festgestellt sind, wofür die Gesetze zur Berechnung der inneren Reibung von Flüssigkeiten aus der Ausflußzeit bei leichtflüssigen Oelen und Wasser keine Geltung mehr haben.

Es ist aber Hrn. Prof. Ubbelohde vor etwa 6 Jahren gelungen, einige wertvolle Verbesserungen des Engler-Apparates sowie Bestimmungen und Berechnungen der wahren spezifischen Zähigkeit von Oelen unter Aenderung des Traubeschen Apparates aufzufinden, die bereits eine genügende Grundlage zu dem von mir erstrebten Ziel geben, nur mit genauen, der Wirklichkeit mehr entsprechenden Vergleichen die Zähigkeit der Schmieröle darzustellen[1]). Dabei soll in keiner Weise der hohe praktische Wert der Zahlen herabgemindert werden, die uns die bloßen Engler-Grade bis heute geliefert haben. In Rücksicht auf die Gewöhnung der Behörden, Fabriken, Verbraucher und des Handels an diese Zahlen wird es bei Einführung der spezifischen Zähigkeiten nötig werden, den letzteren die Engler-Grade in Klammern für eine Uebergangszeit anzufügen. Ich zweifle nicht, daß wenn dieser keineswegs allzuschwere Schritt einmal getan werden sollte, die Technik und die übrigen beteiligten Kreise großen Nutzen aus dem neuen Zustande ziehen werden, der ja im Grunde genommen auch den Forderungen der ersten wissenschaftlichen Pioniere auf diesen Gebieten entspricht.

Besondere Anforderungen an die Zähigkeit.

a) Lager- und Transmissionsöle.

Ist mit kleinem Druck, großer Geschwindigkeit und normalen Temperaturen zu rechnen, wie z. B. bei den Spindeln in Spinnereien, so wird ein dünnflüssiges Oel verwendet; denn der hohen Umlaufgeschwindigkeit darf keine hohe, fruchtlosen Kraftaufwand beanspruchende innere Reibung des Oeles entgegengesetzt werden, ebenso wie es bei dem geringen Drucke nicht nötig ist, ein dickflüssiges, schwer aus den geschmierten Lagern auszupressendes Oel zu verwenden und dadurch die innere Reibung unnötig zu erhöhen. Auch wegen des Fortfalles hoher Temperaturen ist bei der Schmierung im vorliegenden Fall ein zähflüssiges Oel zu vermeiden. Wäre die Temperatur bei der Verwendung aber hoch, so würde ein bei Zimmerwärme dünnflüssiges Oel zu leichtflüssig werden und eine nicht genügend dicke Schicht bilden. Deshalb wählt man bei höher belasteten Transmissionslagern oder andern Maschinenteilen, wo höhere Temperatur durch den hohen Druck erzeugt wird, zähflüssigere Oele.

b) Oel für Dampfturbinen.

Ist aber die Geschwindigkeit sehr groß, die Temperatur nicht allzuhoch, wie z. B. bei der Dampfturbine, so leistet ein verhältnismäßig leicht flüssiges Oel, das infolge seiner Leichtflüssigkeit bei der sehr hohen Umlaufzahl nicht zu hohen Widerstand entgegensetzt, die besten Dienste.

c) Oel für Dynamolager.

Aehnliche Grundsätze gelten für die Auswahl des Schmieröles für Dynamolager, wo ein möglichst leichtflüssiges Oel gewählt wird, das bei den hohen Umlaufzahlen einen möglichst geringen Reibungswiderstand verursacht.

d) Dampfzylinderöle.

Für die hohen Temperaturen im Dampfzylinder wählt man die bei Zimmerwärme dickflüssigsten und schwer verdampfbaren Oele, die vielfach salbenartige Beschaffenheit haben, sich bei den hohen Temperaturen des Dampfzylinders nicht verflüchtigen und noch eine geringe Zähflüssigkeit haben. Es ist erwünscht, daß über die Zähigkeitsunterschiede bei diesen hohen Temperaturen noch vergleichende Studien auf Zähigkeitsapparaten mit enger Ausflußöffnung ausgeführt werden, um das Urteil über die Schmiervorgänge bei diesen Temperaturen auf eine breitere Grundlage zu stellen.

e) Oele für Verbrennungskraftmaschinen.

Im Explosionszylinder der Verbrennungsmaschine sind die Temperaturen höher, aber die Wände werden gekühlt, so daß das Schmieröl, soweit es nicht überhaupt verbrannt wird, nicht zu dickflüssig sein darf. Man wählt daher für schwächere Maschinen leichter flüssige, für stärkere zähflüssigere Oele, aber selbst bei den Großgasmaschinen bleibt man immer noch erheblich unter der Zähflüssigkeit der Dampfzylinderöle. Hierbei ist vielleicht auch nach einer Studie von F. Schwarz und H. Schlüter[1]) zu berücksichtigen, daß ein leichteres Oel eher ohne größeren, die Schmierung beeinträchtigenden Rückstand verbrennt als ein sehr schwer flüssiges Oel.

f) Zylinderöle für Luftkompressoren.

Für Luftkompressoren, deren Zylinder mit selbsttätigen Ventilen arbeiten, werden wie bei den Ammoniak-Eismaschinen dünnflüssige Kompressoröle verwendet, da die Schmieröle hier nur an den gekühlten Wänden des Zylinders benutzt werden, die Ventile selbst aber nicht geschmiert zu werden brauchen. Für Schieberkompressoren dagegen werden zylinderölartige Oele mit hohem Flammpunkt benutzt, da die Schieberreibung zu stärkerer Erhitzung und deshalb bei dünnflüssigen Oelen leichter zu bis zur Entzündung sich steigernden Oxydationen und Fortblasen des leichtflüssigen Oeles durch die starke Luftbewegung führen kann.

Rückstandbildung und Explosionen.

a) In Luftkompressoren.

Es sind allerdings auch Explosionen unter Bildung von kohligen, aus dem Schmieröl stammenden Rückständen in Kompressorenzylindern vorgekommen, obwohl zylinderölartiges, dickes Mineralöl, das nur wenige Hundertteile Klauenöl enthielt, zur Schmierung benutzt worden war. In diesen Fällen dürfte aber vielleicht ein Nachlassen der Kühlung des Kompressorzylinders die scharfe Oxydation durch die Preßluft verursacht haben, oder das Oel war nicht genügend dickflüssig und hoch entflammbar. So blieben in einem dem Kgl. Materialprüfungsamte vorgelegten Fall die Explosionen aus, als an Stelle des bei etwa 250° entflammenden Oeles ein über 300° entflammendes Oel zur Schmierung benutzt wurde[2]).

b) In Heißdampfzylindern.

Die Bildung von kohligen Rückständen, die vielfach auch in Heißdampfzylindern und Großgasmaschinen beobachtet worden ist, darf überhaupt nicht immer, wie dies seitens des Ma-

[1]) s. a. Ubbelohdes Vorschlag, Chemiker-Zeitung 1907 Heft 5.

[1]) Chemiker-Zeitung 1911 Nr. 46.

[2]) Holde, Mitteilungen aus dem Kgl. Materialprüfungsamt 1905 S. 56

schinisten öfter geschieht, gleich dem Schmieröl zur Last gelegt werden. So sind vielfach in Rückständen aus Dampfzylindern Eisenflitter, Eisenoxydoxydul, das aus den Ueberhitzern stammen kann, auch grobe Sandkörner, Metallseifen, Holzteilchen neben verkohltem und oxydiertem Oel gefunden worden. Daher ist anzunehmen, daß die Bildung der betreffenden Rückstände durch Reibung und Erhitzung verursacht wurde, welche jene Verunreinigungen der Zylinder oder Schieberkasten beim Gleiten des Kolbens an den Zylinderwandungen oder bei der Schieberbewegung veranlaßt haben. Bei den mit Ueberhitzung arbeitenden Maschinen sind häufiger Rückstandbildungen beobachtet worden.

c) In Verbrennungsmaschinen.

Hier wird im allgemeinen ein Gehalt von fettem Oel im Schmieröl als schädlich und zur Zersetzung und Rückstandbildung Anlaß gebend angesehen und reines Mineralschmieröl vorgezogen. Daß sich Rizinusöl im Gegensatz zu dieser allgemeinen Erfahrung im Gnôme-Flugmotor als sehr gut brauchbar gezeigt hat, hängt vielleicht mit seiner hohen Dickflüssigkeit zusammen, welche der schnellen Zerstäubung und leichteren Zersetzlichkeit im Motorzylinder einen gewissen Widerstand entgegensetzt.

Verschiedene im Materialprüfungsamt von H. Schlüter untersuchte weichpechartige Rückstände[1]), welche in den Mischventilen einer Koksofengasmaschine gefunden wurden, zeigten überhaupt kein Schmieröl, dagegen $^2/_3$ steinkohlenteerartige und $^1/_3$ anorganische, aus Sandteilchen, Eisensplittern usw. bestehende Stoffe, so daß anzunehmen war, daß nicht genügend gereinigtes, noch Teerbestandteile in Nebelform enthaltendes Hochofengas zur Speisung der Maschine benutzt worden ist und nebst dem zufällig in die Ventile gekommenen anorganischen Staub die Rückstände gebildet hat.

Zwei andre im Zylinder einer Großgasmaschine gefundene, ebenfalls von H. Schlüter geprüfte harte dunkle Rückstände enthielten neben oxydiertem Oel anorganische Stoffe, die im wesentlichen die Zusammensetzung von Hochofenschlacke zeigten und offenbar durch Zusammenbacken mit dem Schmieröl starke Reibung und dessen Zersetzung in der Hitze begünstigt hatten. Man darf also annehmen, daß in allen chemisch untersuchten Fällen der Rückstandbildung nicht dem Oel, sondern andern in den Zylinder der Maschine hineingelangten Bestandteilen die erste Ursache der Rückstandbildung zuzuschreiben ist.

Verharzung von Turbinenölen.

Bei einem Turbinenöl, das im Gegensatz zu einem andern im Betriebe bewährten Oel eine starke Verharzung beim Gebrauch gezeigt hatte, wurde ein sehr hoher Gehalt an Seife (entsprechend 0,07 vH Asche) im ursprünglichen Oel ermittelt. Gut gereinigte Maschinenöle dürfen höchstens 0,01 vH Asche enthalten. Die gebrauchten Oele hatten merklich höheren Gehalt an organischer Säure als die ungebrauchten, und auch erheblichen Bodensatz, der neben Wasser und Oel Eisenseifen und Metallflitter enthielt. Die Seifen waren offenbar durch Einwirkung der aus den Oelen durch Oxydation entstandenen harzartigen Säuren auf die Eisenteile der Maschine entstanden[2]).

Neuere Gesichtspunkte bei der chemischen Untersuchung.

In chemischer Beziehung dürfte für die Beurteilung der Schmieröle eine neuere Feststellung von Marcusson belangreich sein, nach der die mit Formaldehyd und konzentrierter Schwefelsäure nicht reagierenden Naphthene, Polynaphthene usw., also die Hauptbestandteile russischer Schmieröle, die zähflüssigen Bestandteile, die mit den genannten Körpern reagierenden Kohlenwasserstoffe die weniger zähflüssigen und entsprechend weniger schmierfähigen Stoffe darstellen. Tatsächlich wurden in amerikanischen Schmierölen mehr mit jenen Körpern reagierende Bestandteile gefunden[3]). Endlich liegen wichtige chemische Feststellungen von F. Schwarz vor, nach denen die in Azeton löslichen Bestandteile von Mineralschmierölen als die besonders zur Verharzung neigenden erkannt worden sind. Schwarz gelang es auch kürzlich, im Butanon, das freilich noch recht teuer ist, ein vorzügliches Fällungsmittel für den in Oelen gelösten, von weicheren Harzen freien Asphalt zu finden. Diese im Materialprüfungsamt ausgeführten Untersuchungen sind noch im Gange, und es ist zu hoffen, daß die wichtigen Beziehungen zwischen Schmierfähigkeit und Neigung zur Verharzung bei hohen Temperaturen, vielleicht auch zur Rauchbildung im Automobilzylinder, durch diese Arbeiten in mancher Hinsicht geklärt werden.

Ich knüpfe hieran die Hoffnung, daß es uns gelingen möge, in Verbindung mit Vertretern des Maschinenfaches an den Maschinen selbst die Veränderungen, welche die Oele in den Verbrennungsmaschinen erleiden, im praktischen Betriebe zu prüfen und daraus wichtige Schlüsse auf ihre zweckmäßige Auswahl zu ziehen.

Vor wenigen Jahren gelang es mir auch, mit dem Ultramikroskop nachzuweisen, daß wir die Mineralschmieröle ebenso wie die Auflösungen von Seifen in diesen Oelen, wie sie in starren Fetten usw. vorliegen, als kolloidale, also nicht als gewöhnliche kristalloide Lösungen aufzufassen haben, und daß sich aus dieser Erkenntnis mancherlei für die Wertbeurteilung der Mineralöle und der ihnen nahe stehenden Erzeugnisse wichtige Aufklärungen physikalischer Unregelmäßigkeiten, z. B. der Veränderung des Erstarrungspunktes der Mineralöle bei geringen Temperaturwechseln, der Starrheitsveränderungen der seifenhaltigen Mineralöllösungen, der Vorgänge bei der Raffination usw. ergeben. So können die Veränderungen des Asphaltgehaltes dunkler Mineralschmieröle in Zusammenhang mit dieser kolloidalen Natur der Mineralöle gebracht werden, und das Ausfallen beträchtlicher Mengen von Harzen und Asphalt beim Raffinieren von Oelen mit Schwefelsäure kann z. T. durch Fällung kolloidal gelöster Teile durch Elektrolyte erklärt werden.

Kältepunkt.

Die Eisenbahnwagenachsen laufen im Winter bei tiefen Temperaturen, und es sind früher sehr erhebliche, das Anlassen von Zügen störende Anstände aufgetreten, wenn das Schmieröl infolge nicht genügend tiefen Erstarrungspunktes in den Dochtkapillaren nicht aufstieg; daher sind die neueren Anforderungen an solche Oele ziemlich streng geworden.

Die Oele für Ammoniak-Eismaschinen müssen in Rücksicht auf die tiefen Temperaturen der Kompressionsmaschine ebenfalls einen tiefen Erstarrungspunkt haben, -21°. Endlich müssen auch die Automobilöle einen tiefliegenden Erstarrungspunkt haben, insoweit die Fahrten in der Winterkälte gemacht werden, ferner Oele für Transmissionen, die im Freien laufen, für Krangetriebe, Stellwerke usw.

Als Oberleutnant Dr. Filchner seine letzte antarktische Expedition ausrüstete, erbat er sich im Materialprüfungsamt Auskünfte über Schmieröle mit einem Erstarrungspunkt unter -40° für seine Motorschlitten. Tatsächlich gibt es Mineralöle, welche diesen Anforderungen genügen, während fette Oele so tiefe Kältepunkte nicht haben.

Prüfungen der Eigenschaften.

a) Zähigkeit.

Fig. 1 zeigt den Engler-Apparat in seiner jetzigen Form, bestehend aus einem innen vergoldeten Ausflußgefäß *a*, der aus Platin gefertigten Ausflußöffnung, dem Verschlußdeckel mit Verschlußstift *b*, dem Thermometer *c*, dem äußeren Erwärmungsbad *e* und dem zugehörigen Rührer *d*, die beide dazu dienen, das Oel auf der gewünschten Temperatur zu halten, und endlich dem Meßkolben, in welchem das ausfließende Oel in Mengen von 100 und darauf 200 ccm aufgefangen wird. Für sehr dickflüssige Oele benutzt man Kolben von 50 und 100 ccm. Die Fließzeiten von 50 und 100 ccm können auf diejenigen von 200 ccm umgerechnet werden. Diese Fließzeit, geteilt durch die Ausflußzeit von 200 ccm destillierten Wassers von 20°, ergibt den Engler-Grad.

Aus letzterem kann man aber nun mittels der Ubbelohdeschen Tafeln[1]) einen genaueren Ausdruck der wirklichen spezifischen Zähigkeit, genannt Zähigkeitsfaktor, oder, wenn man diesen mit dem spezifischen Gewicht des Oeles multipliziert, gleich die spezifische Zähigkeit berechnen. Der Zähigkeitsfaktor beträgt für die Oele etwa von Engler-Grad 6 an das etwa Vierfache des Engler-Grades. Unterhalb des Engler-Grades 6, besonders für sehr niedrige Werte, verändert sich das Verhältnis von Engler-Grad zu Zähigkeitsfaktor aus den schon erörterten Gründen erheblich und kann von Fall zu Fall aus den Tafeln entnommen werden.

Fig. 1 zeigt auch die Abmessungen des Engler-Apparates, auf deren Innehaltung bei den Versuchen es sehr ankommt.

Mittels des von Ubbelohde umgestalteten Traubeschen Zähigkeitsmessers kann man, was oft unumgänglich nötig ist, mit sehr kleinen Mengen Oel, z. B. schon 10 ccm, die innere

[1]) Mitteilungen aus dem Kgl. Materialprüfungsamt 1910 S. 439.

[2]) Mitteilungen aus dem Kgl. Materialprüfungsamt 1910, Jahresbericht.

[3]) Chem.-Ztg. 1911 Nr. 80 und 81.

[1]) Verlag von S. Hirzel, Leipzig.

Reibung oder die spezifische Zähigkeit genau bestimmen, und zwar noch in kürzerer Frist als nach Engler.

Der Messer, Fig. 2, besteht in seinem Hauptteile aus einer U-förmig gebogenen Glaskapillare *r*, die zwei länglich runde Meßgefäße mit je einer oberen und einer unteren Marke hat und sich während des Versuches in einem Wasserbade von gleichbleibender Temperatur befindet. Man füllt vor dem Versuch das eine Gefäß durch Aufsaugen mit dem zu prüfenden Oel und drückt dieses dann unter dem gleichbleibenden Druck

Fig. 1. Engler-Apparat.

Fig. 2. Zähigkeitsmesser.

von 600 mm Wasser in das zweite Gefäß über, indem man an einer Stoppuhr die Zeit des Aufstieges von der unteren Marke des kugligen Gefäßes im rechten Schenkel des U-Rohres bis zur oberen Abschlußmarke mißt.

Der gleichbleibende Wasserdruck wird durch ständiges Zufließenlassen von Wasser zu dem Wasserdruckrohr *b* erzeugt. Das Wasser dringt aus diesem Rohr ganz allmählich in dem Maße, wie das Oel im linken Schenkel des U-Rohres verdrängt wird, in den zwischen Druckerzeuger und Kapillare geschalteten Glasballon *c* ein; der Druck wird im Manometer *d* gemessen. Sobald das Oel an der oberen Marke in der rechten Glaskugel angelangt ist, wird der Dreiwegehahn *h* so gedreht, daß das ganze System mit der atmosphärischen Luft verbunden und somit normaler Druck hergestellt ist. In diesem Augenblick wird auch die Uhr gestoppt.

Fig. 3. Kälteapparat.

Die spezifische Zähigkeit ist der Quotient aus der Ausflußzeit des Oeles und derjenigen von Wasser von 0° = 100. Trägt man den Abfall der Zähigkeit, ausgedrückt in spezifischen Zähigkeiten für verschiedene Mineralöle bei steigender Temperatur im Vergleich zu Rüböl, zeichnerisch auf, so zeigen diese Kurven, daß der Zähigkeitsabfall mit steigender Temperatur bei Mineralölen verhältnismäßig viel größer ist als bei Rüböl, so daß sich die Kurven für Rüböl und solche Mineralöle, die z. T. noch erheblich dickflüssiger als Rüböl bei Zimmerwärme sind, schon bei 100° schneiden.

Deshalb muß man als Ersatz für Rüböl immer wesentlich dickere Mineralöle nehmen, um den Anforderungen an die Zähigkeit bei hohen Wärmegraden zu genügen.

b) Kältepunkt.

Fig. 3 zeigt den einfachen Kälteapparat, in dem das Erstarrungsvermögen der Oele im Reagensglase geprüft wird. Das zu prüfende Oel wird in Reagensgläsern von 15 mm Weite 3 cm hoch eingefüllt und eine Stunde lang auf gleichbleibender niedriger Temperatur, z. B. —5, —10, —15°, in gefrierenden, durch ein Viehsalz-Eis-Gemisch gekühlten Salzlösungen[1]) gehalten. Dann prüft man, ob das Oel beim Neigen des Glases fließt oder nicht, und ob es Ausscheidungen zeigt. Wichtig ist es aber, das Oel vor den Versuchen im Wasserbade

Fig. 4. Kälteprüfer.

zu erhitzen und nicht nur eine Probe im unerhitzten Zustande, sondern auch eine vor der Abkühlung erhitzte Probe zu prüfen, weil sich der Kältepunkt, wie ich schon erwähnte, mit Schwan-

[1]) Der Gedanke dieser Abkühlung durch gefrierende Salzlösungen von verschiedenem Gefrierpunkt rührt von A. Hoffmeister her.

kungen der Temperatur vor den Versuchen ändern kann und man so Verschiedenheiten der Prüfungsergebnisse an verschiedenen Prüfungsstellen vorbeugen kann.

Fig. 4 zeigt den seitens der Eisenbahnverwaltungen nach gemeinschaftlichen Arbeiten mit dem Königl. Materialprüfungsamt vorgeschriebenen Kälteprüfer, dessen wesentlicher Vorzug in der Messung der Bewegung des Oeles unter einem bestimmten Luftdruck in einem U-Rohr von 6 mm Weite besteht. Dieser Gedanke rührt von A. Martens her. Das Oel wird in gleicher Weise wie bei der beschriebenen Prüfung im Reagensglase zunächst 1 Stunde im U-Rohr auf gleichbleibende niedrige Temperatur abgekühlt. Nach einstündiger Abkühlung wird der Aufstieg des Oeles unter einem bestimmten durch Wasserdruck erzeugten Luftdruck gemessen, während sich das U-Röhrchen in der Kältemischung befindet. Die sehr einfache, von dem früheren Bauinspektor Polle vorgeschlagene Erzeugung des Wasserdruckes ergibt sich aus der Figur. Ein am Halse mit einem Bleigewicht beschwerter, mit einem Wassermanometer verbundener Trichter wird umgekehrt auf eine mit Wasser gefüllte Schale gesetzt. Diese Verbindung hat eine Abzweigung nach dem U-Rohr, die während der Herstellung des Druckes geschlossen bleibt. Der Druck, welcher dem Stande des Wassers in- und außerhalb des Trichters entspricht, wird bei geschlossenem Quetschhahn *f* und geöffnetem Hahn *c* auf 50 mm eingestellt, wodurch die gepreßte Luft im Trichter

Fig. 5. Flammpunktprüfer.

gegen die zu prüfenden Oele zunächst abgeschlossen ist; hierauf wird die Verbindung durch Oeffnen des Hahnes *f* und Schließen des Hahnes *c* hergestellt. Dann wirkt der Druck des Wassers 1 Minute lang auf das Oel im U-Rohr ein. Ein brauchbares Winteröl soll in 1 Minute bei —15° bezw. bei strengeren Anforderungen bei —20° wenigstens 10 mm in der Minute ansteigen; bei Sommeröl ist ein solcher Anstieg in Rücksicht auf die Uebergangszeit bei —5° vorgeschrieben. Die Erfahrung hat auch hier gezeigt, daß Oele, welche diesen Anforderungen genügen, in den Schmierdochten der Achslager in der Winterkälte genügend aufsteigen.

c) Flammpunkt.

Die folgenden Figuren zeigen die Einrichtungen, mittels deren die Entflammungspunkte der Schmieröle festgestellt werden, und zwar Fig. 5 den offenen Tiegel der Eisenbahnverwaltungen mit mechanischer Zündflammenführung nach Marcusson. Das Probeöl wird in einem Tiegel aus Porzellan von bestimmten Abmessungen so lange erhitzt, bis ein der Oeloberfläche von Grad zu Grad genähertes Zündflämmchen eine Entflammung mit oder ohne Verpuffungsgeräusch hervorruft. Dieser Punkt ist der Flammpunkt.

Fig. 6 zeigt den im Materialprüfungsamt für gewöhnlich benutzten, von A. Martens und mir verbesserten Pensky-Prüfer, bei dem das Oelgefäß jedesmal nur beim Eintauchen des Zündflämmchens geöffnet wird. Dadurch ist ein zu starkes Verflüchtigen von Oeldämpfen an der Oeloberfläche verhindert. Deshalb gibt aber dieser Messer oft ganz bedeutend niedrigere Flammpunkte als der offene Tiegel; es kann das Oel in ihm aber gleichmäßiger erhitzt werden.

Da ein allein gültiger Messer für solche Versuche bisher noch nicht eingeführt werden konnte, ist es natürlich nötig, stets die benutzte Vorrichtung bei Flammpunktbestimmungen anzugeben.

Fig. 6. Pensky-Prüfer.

r Rührer *t* Thermometer *z* Zünder

Fig. 7. Vorrichtung zur Bestimmung der Verdampfungsmenge.

d) Brennpunkt.

Obwohl der Flammpunkt schon ein im allgemeinen genügend zutreffendes Bild von dem Grade der Flüchtigkeit der Oele beim Erhitzen gibt, so wie es für den vorliegenden Zweck in Betracht kommt, wird doch hier und da noch die Bestimmung des sogenannten Entzündungs- oder Brennpunktes verlangt, d. h. desjenigen Punktes, bei dem die Oeloberfläche bei Annäherung des Zündflämmchens hintereinander brennt.

Diese Vorrichtung unterscheidet sich von dem offenen Flammpunktprober nur durch Benutzung einer flachen Schale und wagerechte Führung des Zündflämmchens.

e) Verdampfungsmenge.

Endlich wird für Untersuchung von Oelen, welche besonders lange höheren Temperaturen ausgesetzt sind, mehrfach die unmittelbare Ermittlung der bei bestimmten Temperaturen verdampfenden Oelmengen gewünscht. Für diese Zwecke dient die in Fig. 7 dargestellte Vorrichtung, in der bestimmte Mengen Oel in den offenen Tiegeln des Pensky-Prüfers bei gleichbleibender Temperatur erhitzt werden, die durch hochsiedende, in dem äußeren Kupferbad erhitzte Flüssigkeiten, z. B. Anilin, Nitrobenzol usw., erzeugt wird. Die nach bestimmter Zeit, z. B. nach zwei- oder fünfstündiger Erhitzung entwichenen Dampfmengen werden durch Zurückwägen der Gefäße ermittelt.

f) Chemische Prüfungen.

Ueber die Ausführung chemischer Prüfungen darf ich mich hier wohl kurz fassen. Gelegentlich wird verlangt, daß die Zersetzlichkeit von Mischungen von Mineralzylinderölen mit fetten Oelen durch hochgespannten Dampf besonders gemessen wird. Diese Messungen erfolgen in der Weise, daß man in einem Autoklaven eine auf einer Achatschale ruhende kleine gewogene Eisenplatte mit dem zu prüfenden Oel längere Zeit mit gespanntem Dampf bei gleichbleibendem Dampfdruck erhitzt und nach dieser Zeit die Gewichts- und sonstigen Veränderungen der erhitzten Platte feststellt.

Die Veränderungen, welche die Mineralöle bei längerem Erhitzen, z. B. in den Turbinenlagern, in den Transformatoren usw. erleiden, werden durch künstliches Erhitzen in Trockenschränken auf gleichbleibende Temperatur, z. B. 120°, und spätere Abscheidung der sich bildenden sauren und in Benzin unlöslichen Asphaltstoffe sowie Wägung der letzteren bestimmt. So gewinnt man ein Urteil, ob sich die Oele im Betrieb voraussichtlich bewähren werden.

Das eigentümliche Fadenziehen von Oelen, wenn man sie von einem Glasstab ablaufen läßt, wird entweder durch einen Zusatz von Kautschuk oder von Seifen verursacht.

Ob letztere vorhanden sind, ergibt sich beim Schütteln der Oele mit verdünnter Salzsäure; denn dadurch wird die Seife zersetzt, und das so behandelte, gewaschene und getrocknete Oel gibt dann keine Fäden mehr. Ist keine Seife vorhanden oder das Fadenziehen nach der Behandlung mit Salzsäure bestehen geblieben, so wird die Gegenwart von Kautschuk dadurch nachgewiesen, daß man das Oel in ätherischer Lösung mit absolutem Alkohol im Verhältnis 3 : 4 oder mit Aether behandelt. Der Kautschuk scheidet sich dann als elastischer Klumpen aus und kann abfiltriert werden.

Bei Gegenwart von Mineralsäuren färbt der wäßrige Auszug des Oeles wäßrige Methylorangelösung oder blaues Lackmuspapier rot, bei Gegenwart von Alkalien aber rotes Lackmuspapier blau.

(Schluß folgt.)

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Journal für internationales Berg- und Hüttenwesen und verwandte Industrien. Nr. 1, Juli 1912. Herausgegeben im Auftrage des Deutschen Montan-Bundes E. V. von B. Koerting. Berlin 1912, Deutscher Montan-Bund G. m. b. H. 48 S. Preis jährlich 24 Hefte 15 ℳ.

Der Deutsche Montan-Bund mit dem Sitz in Berlin hat sich u. a. die Aufgabe gestellt, die in sämtlichen bergbautreibenden Ländern der Welt tätigen deutschen Berg-, Hütten- und Maschineningenieure zu sammeln und ihnen die Fortschritte der deutschen Technik und die Ergebnisse der wissenschaftlichen Forschung zugute kommen zu lassen. Er wendet sich mit diesem Zweck auch an die Ingenieure fremder Länder. Sein Ziel will er im wesentlichen durch Veröffentlichung von Forschungsergebnissen, von Neuerungen auf technischem Gebiet, wichtigen Vorkommnissen in der Wirtschafts- und Sozialpolitik, einschlägigen gerichtlichen Entscheidungen der einzelnen Länder usw. in der vorstehend genannten Bundeszeitschrift erreichen. Der Text erscheint durchweg zweisprachig, und zwar ist die englische Uebersetzung jedesmal rechts neben den deutschen Urtext gesetzt. Die vorliegende erste Nummer befaßt sich mit Darstellungen technischen und wirtschaftlichen Inhaltes aus dem Kalibergbau, der chinesischen Bergwerksindustrie, der Erzaufbereitung und dem lappländischen Eisenerz-Bergbau. Sie enthält ferner eine Rundschau und eine Bücherschau.

Oberschlesisches Verkehrsbuch. Fahrpläne für Oberschlesien, die russischen und österreichischen Grenzgebiete. Nachschlagebuch für den Industriebezirk und Beamtenverzeichnis. Herausgegeben vom Phönix-Verlag. Kattowitz, Breslau und Berlin 1912, Phönix-Verlag, Inh. Fritz & Carl Siwinna. 550 S. Preis der Sommerausgabe und der Winterausgabe je 50 ₰.

Das handliche Verkehrsbuch, das bereits zum 25stenmal erscheint, enthält in seinem ersten Teil die Eisenbahn-Fahrpläne für Oberschlesien, die russischen und österreichischen Grenzgebiete, Fahrpläne der schlesischen Kleinbahn und der örtlichen Omnibusverbindungen. Der zweite Teil umfaßt ein Verzeichnis der Behörden und Verwaltungen, Bergwerke, Hütten und Fabriken in Oberschlesien, Russisch-Polen, Oesterreich-Schlesien, Galizien und Mähren mit einem recht ausführlich gehaltenen Beamtenverzeichnis, weiter von auswärtigen Firmen, die in Oberschlesien eine Niederlassung oder einen Vertreter haben, eine Uebersicht der höheren Lehranstalten, der Ortschaften, Messen und Märkte und von Bezugsquellen für die Industrie.

Weltwissen. Werbeheft einer Zeitschrift zur Erforschung und Erkenntnis in Natur und Technik auf einheitlicher Grundlage. Hamburg 1912, Hephaestos-Verlag. 32 S. Preis 25 ₰.

Die neuesten bedeutenden und sprunghaften Fortschritte auf allen Gebieten der Naturwissenschaften haben zwar unser Einzelwissen gewaltig vermehrt, dagegen den Ueberblick über die Natur, eine einheitliche Weltanschauung mehr und mehr erschwert, so daß sich an allen Orten das Bestreben zeigt, einen festen Punkt zu finden, an dem die vielfach verworrenen Fäden zusammenlaufen. Die neue Zeitschrift glaubt diesen festen Boden gefunden zu haben in der Annahme nur einer Kraft, der Schwerkraft, als Aetherdruck. Wie hoch und fest sich auf dieser Grundlage bauen läßt, wird eine Prüfung der zu erwartenden Jahrgänge zeigen (vierteljährlich 1,50 ℳ, 6 Nummern). Die in dem Werbeheft aufgerollten Fragen sind von so allgemeiner Bedeutung, daß sie der Beachtung jedes wissenschaftlich Arbeitenden wert sind.

Der Mensch und die Erde. Von Hans Kraemer. 2. Gruppe. 150. bis 155. Lieferung. Berlin, Leipzig, Wien und Stuttgart 1912, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. Preis der Lieferung 60 ₰.

Hervorzuheben ist eine geschickte Uebersicht über die allmähliche Verwirklichung der menschlichen Sehnsucht, fliegen zu können, von Ikarus bis zur modernsten Flugmaschine.

Bücher der Naturwissenschaft. 12. Bd.: Das Klima. Von Dr. E. Alt. Leipzig 1912, Druck und Verlag von Philipp Reclam. 136 S. mit 3 farbigen Erdkarten und 4 Zeichnungen. Preis 80 ₰.

Die sicheren Grundlagen der jungen Wissenschaft werden einem weiteren Leserkreise in leicht verständlicher Form übermittelt.

Bergwirtschaftliche Zeitfragen. Heft 3: Die wirtschaftliche Bedeutung der Kufererzlagerstätten der Welt in den Jahren 1906/1910 mit besonderer Berücksichtigung der genetischen Lagerstättengruppen. Von H. Wencker. Berlin 1912, Max Krahmann. 39 S. mit 1 Fig. und 1 Tafel. Preis 3 ℳ.

Auf Grund einer zusammenfassenden Statistik der Bergwerksgewinnung von Kupfer in den Jahren 1906 bis 1910 wird die weltwirtschaftliche Bedeutung der einzelnen Erzdistrikte beleuchtet und gezeigt, welchen Anteil einerseits die einzelnen Erdteile und Länder, anderseits die verschiedenen genetischen Lagerstättengruppen an der Welterzeugung haben.

Die deutsch-englische Frage unter besonderer Berücksichtigung der Eisenindustrie. Von H. Wachenfeld. Lübeck 1912, Max Schmidt. 45 S. Preis 60 ₰.

Enzyklopädie des Eisenbahnwesens. 2. Auflage. 2. Bd.: »Bauentwurf« bis »Brasilien«. Von Dr. Freiherr v. Röll. Berlin und Wien 1912, Urban & Schwarzenberg. 488 S. mit 263 Figuren, 2 Tafeln und 3 Eisenbahnkarten. Preis 16 ℳ.

Aus Natur- und Geisteswelt. 380. Bändchen: Die Reichsversicherung. Die Kranken-, Invaliden-, Hinterbliebenen-, Unfall- und Angestelltenversicherung nach der Reichsversicherungsordnung und dem Versicherungsgesetz für Angestellte. Von H. Seelmann. Leipzig 1912, B. G. Teubner. 111 S. Preis 1,25 ℳ.

Von den in Frage kommenden 2300 Paragraphen konnten dem Umfange des Buches entsprechend nur die Grundzüge des in ihnen niedergelegten Gesetzes wiederholt werden. Bei der Auswahl des Stoffes sind die Organisation, der Kreis der Versicherten, die Ansprüche und ihre Geltendmachung, die Beitragleistungen und das Streitverfahren über die Beitragleistungen berücksichtigt.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Gas as an illuminant. Von Lansingh. (Journ. Franklin Inst. Aug. 12 S. 187/02) Entwicklung der Leuchtgasherstellung, der Gasbrenner und Gaszünder.

Bergbau.

Fördermaschinen mit Antrieb durch Drehstrom-Kommutatormotoren. Von Jansen. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Aug. 12 S. 481/89*) Beispiele: Fördermaschine der Gewerkschaft Bartensleben bei Helmstedt für 1000 kg Nutzlast und 500 m Teufe mit Bobine, die später für Treibscheibenbetrieb umgebaut werden soll, und Fördermaschinen auf Grube Rosenberg bei Braubach a. Rh. für 1000 kg Nutzlast und 320 m Teufe. Einzelheiten, Betriebserfahrungen.

L'exploitation du gisement de sels de potassium de la Haute-Alsace. (Génie civ. 17. Aug. 12 S. 322/24* mit 1 Taf.) In der Nähe von Mülhausen sind i. J. 1904 große Salz- und Kalilager in Tiefen von 358 und 627 bis 649 m gefunden worden; seit 1910 werden die Lager regelrecht ausgebeutet. Fördereinrichtungen. Zerkleineranlagen. Den Strom für die elektrischen Maschinen liefert das Kraftwerk Rheinfelden.

Brennstoffe.

Ueber das Erdöl. Von Romberg. (Dingler 17. Aug. 12 S. 513/17) Namen, Geschichte, Entstehung und Vorkommen des Erdöles. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Ueber die wissenschaftliche Verwertung der Ergebnisse von Verdampfungsversuchen zur Aufstellung von Wärmebilanzen. Von Hassenstein. Forts. (Z. Dampfk. Maschbetr. 16. Aug. 12 S. 341/43) Formeln zur Berechnung der Bilanzwerte aus Versuchsergebnissen für feste und flüssige Brennstoffe. Schluß folgt.

Eisenbahnwesen.

Das Eisenbahnverkehrswesen auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Guillery. Forts. (Organ 15. Aug. 12 S. 271/73* mit 2 Taf.) Straßenbahnlokomotiven. Dampftriebwagen. Preßluftlokomotiven. Elektrische Lokomotiven. Forts. folgt.

Entwicklung, gegenwärtiger Stand und Aussichten des elektrischen Vollbahnwesens. Von Soberski. (Organ 15. Aug. 12 S. 276/82*) Vier- und sechsachsiger Speicher-Doppeltriebwagen, benzolelektrischer Triebwagen der preußisch-hessischen Staatseisenbahnen. Fahrleitung der Rheinuferbahn Köln-Bonn. Stromabnehmer für Vollbahnfahrzeuge. Forts. folgt.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 16. Aug. 12 S. 170/73*) Die Bahn Blankenese-Ohlsdorf.

Die Hamburger Hochbahn. Von Günthel. (Deutsche Bauz. 17. Aug. 12 S. 569/72* mit 1 Taf.) Lageplan. Höhenpläne. Forts. folgt.

Gotthardbahn und Giovi-Linie. Ueber Berechnungen und Messungen des Kraftbedarfes bei elektrischem Betrieb. (Schweiz. Bauz. 17. Aug. 12 S. 91/96*) Meinungsaustausch im Anschluß an den in der Zeitschriftenschau vom 23. März 12 erwähnten Aufsatz »Der Kraftbedarf der Gotthardbahn usw.« Schluß folgt.

Back pressure in locomotive engines. (Engineer 9. Aug. 12 S. 157*) Bericht über verschiedene Ausführungen von Kolben- und Flachschiebern mit selbsttätigen Rückschlagventilen für Lokomotiven, die den Gegendruck bei Leerlauf verhindern sollen.

Wechselstromlokomotiven der Siemens-Schuckert-werke für Vollbahnen. Von Kleinow. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Aug. 12 S. 489/98*) D-Güterzuglokomotive der Preußischen Staatsbahnen, 1C1-Lokomotiven der Wiesentalbahn, 1D1-Güterzuglokomotive der Preußischen Staatsbahnen. Allgemeiner Vergleich zwischen elektrischen und Dampflokomotiven.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika. Von Gutbrod. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 24. Aug. 12 S. 1355/65*) Personenwagen der Chicago, Burlington and Quincy R. R. und der Central R. R. of New Jersey. Forts. folgt.

Ablaufanlagen auf Verschiebebahnhöfen für Eselsrückenbetrieb. Von Sammet. Schluß. (Organ 15. Aug. 12 S. 273/76*) S. Zeitschriftenschau vom 17. Aug. 12.

Die Erweiterung der Bahnanlagen der Pennsylvania-Eisenbahn in Groß-New York. Von Lamp. Schluß. (Glaser 15. Aug. 12 S. 67/71*) Das Empfangsgebäude auf dem Hauptbahnhofe in New York. Kosten der Bahnanlagen.

Der Umbau des Hauptbahnhofes Dortmund. (Verk. Woche 17. Aug. 12 S. 1037/42*) S. Zeitschriftenschau vom 4. Mai 12.

The electro-pneumatic brake system for steam road service. Von Turner und Donovan. (Journ. Franklin Inst. Aug. 12 S. 127/56*) Vorteile der elektrischen Steuerung von Druckluftbremsen. Vergleichende Darstellung des Bremsvorganges ohne und mit elektrischer Steuerung. Ausführung der Westinghouse Co. vom Jahre 1910 für die Interborough Rapid Transit Railway in New York City. Forts. folgt.

Eisenhüttenwesen.

Amerikanische Hüttenwerke. Von Eyermann. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 16. Aug. 12 S. 513/20*) Hochofen-Erzverladebrücke zum Umladen aus den Schiffen auf den Lagerplatz der Brown Hoisting Co., Cleveland. Hochofenanlage und Stahlwerk mit 60 t-Martinöfen der Bethlehem Steel Co. Gebläsemaschine der Southwark Foundry Co., Philadelphia. Martinwerk in Cleveland mit 50 t-Wellman-Kippöfen. Trio-Blockwalzwerk der Mackintosh, Hemphill Co., Pittsburg. Kontinuierliches Knüppelwalzwerk der United Engineering & Foundry Co., Pittsburg. Scheibenräder-Walzwerk von Eyermann.

Reinkontinuierliche Drahtstraße in Eschweiler. (Stahl u. Eisen 15. Aug. 12 S. 1357/62*) Die Straße von Gebr. Klein in Dahlbruch walzt Flußeisenknüppel von 50 qmm Querschnitt zu Draht von 4,9 bis 5 mm Dmr., und zwar 138 bis 155 t in 10 st. Das Vorwalzwerk hat 7, das Fertigwalzwerk 10 Gerüste. Zum Antrieb dient eine 2200 PS-Dampfmaschine. Einzelheiten.

Eisenkonstruktionen und Brücken.

Der Brückenkanal des Großschiffahrtsweges Berlin-Stettin über der Berlin-Stettiner Eisenbahn. Von Haesler. (Zentralbl. Bauv. 17. Aug. 12 S. 429/31*) Das Bauwerk hat zwei Oeffnungen von je 7.9 m, die durch 38 durchlaufende Stegblechträger abgedeckt werden. Die Träger sind durch Flacheisen verbunden und einbetoniert. Angaben über die Dichtung.

Concrete v. brick and steel for bridges. (Engineer 9. Aug. 12 S. 155/57*) Vergleich der Baukosten einer Straßenbrücke von 7,9 m Spannweite und 5,5 m größter lichter Höhe bei verschiedenen Ausführungen.

Elektrotechnik.

Belastungsausgleich in elektischen Kraftwerken (Pufferung). Von Schwaiger. (ETZ 15. Aug. 12 S. 841/44*) Allgemeines. Natürliche Batterie- und Schwungradpufferung. Wirkungsweise, Schaltungen. Forts. folgt.

Canadian hydroelectric developments. (El. World 3. Aug. 12 S. 241/45*) Das Kraftwerk der Canadian Light and Power Co. am Beauharnois-Kanal bei St. Timothee, Quebec, enthält drei 5000 KVA-Drehstromdynamos für 2300 V und 60 Per./sk mit Antrieb durch Turbinen für rd. 15 m Gefäll und 150 Uml./min. Der Strom wird auf 48000 V gebracht und 43 km weit nach Montreal fortgeleitet. Außerdem besteht ein Hülfsdampfkraftwerk mit einer 1500 KW-Turbodynamo in Montreal.

Zur Berechnung von Anlaßwiderständen und Motorsicherungen. Von Jasse. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 18. Aug. 12 S. 685/90*) Ableitung von Regeln für Sicherungen unter der Voraussetzung unendlich langer Sicherungsstreifen. Ableitung für Motoren ohne Anlasser. Berücksichtigung der Widerstandzunahme. Anwendung auf Reihenmotoren.

Ueber Selbsterregung und Nutzbremsung von Reihenschluß-Kommutatormaschinen für Ein- und Mehrphasenstrom. Von Fraenckel. (El. u. Maschinenb. Wien 18. Aug. 12 S. 677/85*) Entstehung der selbsterregten Ströme und die Bedingungen für ihre Stabilität bei der kurzgeschlossenen und bei der an das Netz angeschlossenen Maschine. Beispiel.

Erection of transmission lines for the Utah Light and Railway Company. Von Riter. (El. World 3. Aug. 12 S. 246/50*) Einzelheiten der eisernen Leitungsmasten, Aufstellung, Gründung, Kosten.

Erd- und Wasserbau.

The Miraflores spillway of the Panama canal. Von Sherman. (Eng. Rec. 3. Aug. 12 S. 116/18*) Die Oberkante des 131,8 m breiten Ueberfalles liegt 4,9 m unter dem Niedrigwasser des Miraflores-Sees. Auf den Ueberfall sind 7 Pfeiler aufgesetzt, zwischen denen sich die Verschlußtore bewegen. Einzelheiten der Tore. Versenkbare Schwimmtore dienen als Ersatz der Verschlußtore bei Ausbesserungen.

American earthwork machinery. (Engineer 9. Aug. 12 S. 145/47* u. 16. Aug. S. 168/70*) Einfache und auf Rädern laufende

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Grabschaufeln, die zum Schleppen eingerichtet sind. Grabpflüge ohne und mit angebauten Fördereinrichtungen zum Ablegen des ausgehobenen Erdreiches. Herstellung von Böschungen.

New graving dock, Belfast: mechanical plant and general appliances. Von Kelly. (Engng. 2. Aug. 12 S. 154/57* u. 16. Aug. S. 289/41*) Das Trockendock ist 259 m lang und 32 m breit. Pumpwerk mit 3 von Dampfmaschinen angetriebenen Kreiselpumpen. Dampf-Preßpumpwerk. Kesselanlage. Druckwasser-Verholwinden. Schwimmtor. Schützen.

Ueber Gebirgsdruck. Von Wiesmann. (Schweiz. Bauz. 17. Aug. 12 S. 87/90*) Theoretische Erwägungen über die Druckverteilung um den Tunnel und die Größe des Druckes am Umfang. Schluß folgt.

Gasindustrie.

The use of gas for heat and power; the testing of gas. Von Rosa. (Journ. Franklin Inst. Aug. 12 S. 157/86*) Entwicklung der Gasindustrie und der Anwendungen. Prüf- und Meßverfahren zur Bestimmung der Reinheit des Gases, des Heizwertes, Gasdruckes usw.

Zur Frage der Regelung der Abschreibungen. Von Fleck. (Journ. Gasb.-Wasserv. 17. Aug. 12 S. 809/14) Anwendung auf Gasanstalten. Begriff der Abschreibung und Ermittlung des Abschreibungssatzes. Mindestbetrag der Abschreibung vom Anschaffungswert. Rücklagen zum Ausgleich außerordentlicher Wertminderungen. Verrechnung der Abschreibungen und Rücklagen in der Buchführung. Verwendung der Abschreibungen.

Die Abscheidung des Teers aus Koksofengasen. Von Krüger. (Glückauf 17. Aug. 12 S. 1317/21) Bei der Abscheidung des Teers sind von Bedeutung: die Lage der Taupunkte des Gases für die verschiedenen Teerbestandteile, die Teernebelbildung, der Wasserdampfgehalt des Gases, die Temperaturverhältnisse und mechanische Einflüsse.

Gesundheitsingenieurwesen.

Praktische Versuche, betreffend Lüftung von Geruchverschlüssen an Abwasserleitungen. Von Karsten. (Gesundhtsing. 17. Aug. 12 S. 653/63*) Die Versuche von Unna und Renk zeigen, daß die Lüftung in manchen Fällen entbehrt werden kann.

Gießerei.

Vorzüge und Mängel des Bonvillainschen Formsystems und die Entwicklung neuerer Formmaschinen, aufgebaut auf diesem System. Von Lentz. (Gießerei-Z. 15. Aug. 12 S. 493/97*) Die Werkzeuge zum Herstellen der Modellplatten werden nur in 5 Größen und zu einem hohen Preise geliefert. Diese Hauptnachteile des Bonvillainschen Systemes vermeidet das Reversierverfahren von Bleeker. Seine Vorteile bestehen in dem Fortfall der Werkzeuge und in der vereinfachten Herstellung des Abstreifkammes. Schluß folgt.

Heizung und Lüftung.

Ueber die Bewertung von gußeisernen Zentralheizungskesseln. Von Fichtl. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Aug. 12 S. 141/43*) Wirkungsgrade von Kesseln verschiedener Bauart in Abhängigkeit von der Kesselbelastung.

Elektrische Kirchenheizung. Von Ely. (ETZ 15. Aug. 12 S. 849/52*) Die Heizanlage der Sebalduskirche wird von 4 Transformatoren für 220 V Sekundärspannung mit einer Gesamtleistung von 220 KW bedient. Schaltplan. Anordnung der Heizkörper und Leitungen. Betriebserfahrungen. Angaben über anderweitig ausgeführte elektrische Kirchenheizanlagen.

Lager- und Ladevorrichtungen

Ein in Eisenbeton ausgeführter Erz- und Kalksteinsilo. Von Elwitz. (Stahl u. Eisen 15. Aug. 12 S. 1367/70*) Der Silo der Gewerkschaft Deutscher Kaiser in Hamborn faßt 10000 cbm. Grundriß, Ansichten.

Luftschiffahrt.

Luftschrauben-Untersuchungen der Geschäftstelle für Flugtechnik des Sonderausschusses der Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie. Von Bendemann. Forts. (Z. f. Motorluftschiffahrt 17. Aug. 12 S. 193/99*) Aufmessen fertiger Schrauben. Anfertigung von Schrauben. Verfahren zum Auswuchten der Schrauben. Geometrie der Flügelformen. Forts. folgt.

Versuchseinrichtungen zur Prüfung von Luftschrauben. Von Béjeuhr. Forts. (Dingler 17. Aug. 12 S. 517/21*) Prüfstand für Luftschrauben von Vickers. Prüfwagen auf der Ila mit einer Ruthenberg-Luftschraube von 5 m Dmr. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Ball and roller thrust bearings. Von Grant. (Machinery Aug. 12 S. 946/50*) Verschiedene Bauarten der Kugel- und Rollenkäfige für Drucklager. Ausbildung der Laufrillen. Anwendungen von großen Rollendrucklagern.

Some tools used in the manufacture of small steel balls. Von Black. (Machinery Aug. 12 S. 922/23*) Die Kugeln werden von einem 0,8 bis 1,6 mm dicken Draht abgeschmiedet, entgratet, gehärtet und geschliffen. Neue Sortiermaschine.

Wire ropes for lifting appliances. Von Adamson. (Engng. 9. Aug. 12 S. 205/07*) Der Vortrag berichtet über den Einfluß des Rollendurchmessers und der Drahtdicke auf die Lebensdauer von Drahtseilen. Lebensdauer von mehrfach geschlungenen Seilen.

Materialkunde.

Versuche über die Spannungsverminderung durch Ausrundung scharfer Ecken. Von Preuß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 24. Aug. 12 S. 1349/55*) Darstellung zweier Spiegel-Feinmeßgeräte. Aus der Untersuchung geht u. a. hervor, daß die größte Formänderung bei scharfeckigen Winkeln das 9fache, bei Winkeln mit Hohlkehlen das $2^1/_2$fache des nach der üblichen Rechenart bestimmten Wertes beträgt. Lage des Spannungs-Nullpunktes.

Das Rosten des Gußeisens. Von Arndt. Schluß. (Gießerei-Z. 15. Aug. 12 S. 497/505* mit 1 Taf.) Rostversuche in feuchtem Sand. Wert von Schutzschichten.

Natural alloy steel. Von Lake. (Machinery Aug. 12 S. 950/54*) Dieser Stahl wird aus kubanischen Eisenerzen gewonnen, die schon Nickel und Chrom enthalten. Er enthält 1,0 bis 1,5 vH Nickel, 0,2 bis 0,7 vH Chrom, 0,3 bis 1,5 vH Kohlenstoff, 0,5 bis 0,8 vH Mangan und weniger als 0,2 vH Silizium. Vergleichende Festigkeitsversuche.

Properties of nickel cast steel. Von Cone. (Iron Age 8. Aug. 12 S. 287/89*) Günstige Ergebnisse von Festigkeitsversuchen an großen Gußstücken aus 3,5 prozentigem Nickelstahl in ungeglühtem und geglühtem Zustande.

Metallbearbeitung.

A marine repair shop lathe. (Engineer 9. Aug. 12 S. 159/60*) Leitspindeldrehbank von 559 mm Spitzenhöhe und 7,9 m Spitzenweite mit einem zwischen 300 und 900 Uml./min regelbaren Elektromotor von 25 PS, gebaut von Loudon Brothers, Glasgow.

A new sand blast rolling barrel. (Engineer 16. Aug. 12 S. 180/81*) Im Innern der von Peter Hooker, London, gebauten Poliertrommel sind feststehende Sandstrahldüsen angeordnet. Der verbrauchte Sand wird durch die Trommel in den Trichter zurück befördert.

Tools for perforating lamp burner parts. Von Doescher. (Machinery Aug. 12 S. 915/21*) Preßteile aus der Fabrik der Scovill Mfg. Co., Waterbury, Mass. Ausstanzen von Oeffnungen in zylindrische und unregelmäßig gestaltete Hülsen. Darstellung der Schnitte.

Subpresses for various purposes. Von Steibel. (Am. Mach. 17. Aug. 12 S. 148/49*) Verschiedene Einrichtungen, um das ausgestanzte Stück vom Stempel abzuziehen.

Die elektrische Schweißung im Werkstattbetrieb. Von Strauß. Schluß. (Dingler 17. Aug. 12 S. 521/25*) Stumpfschweißmaschinen für Hand- und Kraftbetrieb.

Jig work in a shoe machinery plant. Von Stanley. (Am. Mach. 17. Aug. 12 S. 127/32*) Die Abteilung für den Bau von Vorrichtungen in der Fabrik der United Shoe Machinery Co. in Beverly, Mass., stellt laufend 600 bis 1000 Vorrichtungen her. Bohrarbeiten, Einsetzen der Büchsen, Nachprüfen.

Pumpen und Gebläse.

A new turbo blower. (Iron Age 8. Aug. 12 S. 294/95*) Kennlinien zweier Bauarten von Ventilatoren von McEwen Bros., Wellsville, N. Y.

Schiffs- und Seewesen.

French destroyers »Dague« and »Cimeterre«. (Engineer 16. Aug. 12 S. 181*) Maschinenraum der mit zwei Breguet-Turbinen versehenen 730 t-Zerstörer, die bei den Probefahrten über 33 Knoten erzielt haben.

Zur Frage der Unterseeboots-Typen. Von Klein. Schluß. (Schiffbau 14. Aug. 12 S. 841/43*) Seetüchtigkeit, Taucheigenschaften, Widerstand, Schutz gegen Zusammenstöße.

Electric propulsion of the U. S. collier »Jupiter«. (El. World 3. Aug. 12 S. 251/53*) Eine sechsstufige Curtis-Dampfturbine treibt eine zweipolige Wechselstromdynamo mit 2000 Uml./min, die die beiden Elektromotoren auf den Schraubenwellen speist. Die Motoren laufen bei 14 Knoten Geschwindigkeit des Schiffes mit 110 Uml./min. Schaubilder des Motorenbetriebes. Ansichten der Maschinenanlage.

Der Doppelschraubendampfer »Cap Finisterre« der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, erbaut von Blohm & Voß in Hamburg. Von Foerster. (Z. Ver. deutsch. Ing. 24. Aug. 12 S. 1341/49* mit 4 Taf.) Das Schiff ist zwischen den Loten 170,08 m lang und 19,81 m breit bei 8,24 m Schottentiefgang, 16,5 Knoten Geschwindigkeit und 10600 PS Maschinenleistung. Pläne, Ausrüstung. Schluß folgt.

10-horse-power »Monobloc« marine oil-engine. (Engng. 16. Aug. 12 S. 226/27*) Die Maschine von Boulton & Paul, Norwich, hat vier zusammengegossene Zylinder von 76 mm Dmr. und 127 mm Hub mit angegossenem Auspuffsammler und von oben her gesteuerten Einlaßventilen, eingekapselte Ventilspindeln und nur 2 Kurbellager.

Shallow draft ferry driven by gasoline (petrol) engines. (Int. Marine Eng. Aug. 12 S. 328/30*) Die rd. 64 m lange und 7,62 m breite Fähre trägt zwei Straßenbahnwagen über den Ohio bei Evansville, Ind. Ihre seitlichen Schaufelräder werden unter Vermittlung von Wendekupplungen und Zahnradübersetzungen von 1 : 10 durch zwei 54 pferdige Sechszylindermaschinen angetrieben.

The Canadian floating ship dock »Duke of Connaught«. (Engng. 16. Aug. 12 S. 228*) Das für die neue Werft von Vickers in Montreal gebaute 25000 t-Dock hat 183 m Länge, 41 m Breite und 8,4 m Tiefgang.

Liquid fuel measurement on oil-burning steamships. Von Towle. (Int. Marine Eng. Aug. 12 S. 306/09*) Messen der Tiefe des Oelvorrates im Tank und des Tankinhaltes. Bestimmung des Tiefganges und der Oeltemperatur. Schluß folgt.

Straßenbahnen.

The Pittsburgh low-floor car. (El Railw. Journ. 3. Aug. 12 S. 154/59*) Der vierachsige Straßenbahnwagen mit 67 Sitzplätzen und 30 PS-Motoren hat seitliche Eingänge. Der Wagenboden liegt nur etwa 762 mm über Schienenhöhe. Das Dienstgewicht beträgt ohne Fahrgäste 15,6 t.

Brooklyn report on the equipment and constructional features of prepayment cars. (El. Railw. Journ. 3. Aug. 12 S. 164/74*) Auszug aus einem Bericht über die Einzelheiten der Bauarten von Straßenbahnwagen in 13 amerikanischen Städten: Kupplungen, Rahmen. Laternen, Sitzanordnung, Abmessungen.

Textilindustrie.

Zur Verbesserung des Reinigungsprozesses von Fasermaterialien. Von Meyer. (Leipz. Monatschr. Textilind. 15. Aug. 12 S. 198/200*) Durch allmähliche Verkleinerung des Steigungswinkels und der Arbeitsgeschwindigkeit im Oeffner läßt sich das Fasergut vorteilhafter behandeln.

Unfallverhütung.

Unfälle und Schutzvorrichtungen an hydraulischen Formmaschinen und Sicherungen an Hängebahnen. Von Zacharias. (Sozial-Technik 15. Aug. 12 S. 312/14*) Schutzvorrichtung der Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken in Hannover-Hainholz und des Alexanderwerkes in Remscheid.

Wasserversorgung.

Hydrologische Vorarbeiten für ein linksrheinisches Wasserwerk der Stadt Düsseldorf. Von Lang. (Journ. Gasb.-Wasserv. 17. Aug. 12 S. 817/23*) Höhenschichtenplan der wassertragenden Sohle und des natürlichen Grundwasserspiegels bei tiefem Rheinstand. Geologische und hydraulische Quer- und Längsquerschnitte.

Werkstätten und Fabriken.

Methods of a Georgia railway shop. Von Viall. (Am. Mach. 17. Aug. 12 S. 133/37*) Grundriß der Ausbesserwerkstatt der Central of Georgia Ry. in Macon, Ga. Bearbeitung von Bremstellen.

Rundschau.

Dem Bericht über **die Tätigkeit der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt im Jahre 1911**[1]) entnehmen wir folgendes:

Die Physikalische Abteilung (I) hat ein neues Maschinenhaus in einem Anbau des Observatoriums erhalten, da das alte dem Neubau des Starkstrom-Laboratoriums weichen mußte. Der neue Raum enthält aber nur einen vierstufigen Hochdruckkompressor von 20 cbm/st und 400 at, den C. v. Linde der Anstalt geschenkt hat, einen Druckluftbehälter von 100 ltr Inhalt und 200 at zulässigem Druck sowie die Einrichtung zur Luftverflüssigung mit elektrisch betriebenem Kompressor, während die Dampfmaschine, die Gasmaschine und die Eismaschine des alten Maschinenhauses weggefallen sind. Im Keller des Observatoriums sind ferner eine Akkumulatorenbatterie von 144 V und 16 × 3 Amp-st Leistung aus dem alten Maschinenhause sowie zwei neue Batterien von je 64 V bei 144 × 3 und 72 × 3 Amp-st mit einem neuen Gleichrichter aufgestellt worden.

Die Abteilung hat Verhandlungen angeknüpft, um zu einer internationalen Vereinbarung über eine einheitliche Thermometerteilung zu gelangen. Eine solche war bisher für das Wasserstoffthermometer von unveränderlichem Rauminhalt nur für das Gebiet zwischen 0 und 100° vorhanden, da dieses Thermometer oberhalb 100° schwer verwendbar war. Die Abteilung schlägt nun vor, alle genauen Temperaturangaben auf das ideale Gasthermometer zu beziehen, dessen Teilung mittels des Platinthermometers zwischen 0 und 450° bestimmt werden könnte. Die Annahme dieses Vorschlages würde keine wesentliche Aenderung des internationalen Wasserstoffthermometers bedingen. Der Vergleich von Platin-Widerstandsthermometern mit verschiedenen Gasthermometern zwischen 0 und 450° ist beendet. Wasserstoff- und Heliumthermometer zeigen bei 450° etwa 0,1° mehr als Stickstoffthermometer, während die Anzeigen der Argonthermometer zwischen beiden liegen. Die Messungen bei Temperaturen unter 0° sind noch nicht abgeschlossen. An Stelle der früheren einfachen Vorrichtung zum Bestimmen der Ausdehnung fester Körper in höherer Temperatur ist eine neue eingeführt worden, deren Bauart sich an eine früher bei tiefen Temperaturen benutzte anlehnt. Da das Abpassen der Heizspule, die einen Luftraum auf überall gleichmäßiger Temperatur halten soll, sehr umständlich ist, so wird bei der neuen Vorrichtung ein elektrisch geheiztes Salpeterbad benutzt. Die Vorrichtung ist ausgeführt und verbraucht, da das Bad isoliert ist, bei 500° nur 300 Watt.

Für die Bestimmung der Zustandsgleichung von Argon ist eine neue Versuchseinrichtung ausgeführt, bei welcher das Gas nicht mit der Oelfüllung der Druckwage, sondern nur mit dem Quecksilber einer Quecksilberpumpe in Berührung kommt. Die Vorrichtung wird zunächst mit trockner Luft bis zu 200 at ausgeprobt. Mit dem im vorigen Bericht[2]) angegebenen Kalorimeter sind ferner 21 Versuche über die mittlere spezifische Wärme der Luft zwischen 20 und 100° bei 1 und 11 at durchgeführt worden, die bei Steigerung des Druckes von 1 auf 11 at eine Zunahme der spezifischen Wärme um 2,1 vH ergeben haben. Außerdem sind die spezifischen Wärmen c_p für Luft, Kohlensäure, Sauerstoff und Stickstoff zum Teil bis zu —183° bestimmt worden. Bei Luft von 1 at steigt der Wert von c_p von + 20 bis zu — 183° um rd. 5 vH an, während er bei Kohlensäure von + 20 bis zu — 78° um rd. 10,5 vH abnimmt. Die Abteilung hat endlich die Bestimmung der Wärmekapazität des Wassers zwischen 0 und 100° mittels eines schon seit längerem entworfenen 50 ltr fassenden Kalorimeters wieder aufgenommen und Versuche über das Wärmeleitvermögen plattenförmiger Körper nach dem Verfahren von Gröber[1]) begonnen Die Versuche über das Setzen von Mauerwerk haben die sonst beobachtete Zunahme der Pfeilerlänge ergeben, allerdings erst, nachdem ein ungewöhnlich starkes Wachstum wieder zurückgegangen war.

Auf dem Gebiete der elektrischen Arbeiten sind die im Frühjahr 1910 in Washington ausgeführten Messungen zu erwähnen, worüber ein besonderer Bericht vom Bureau of Standards gedruckt wird, ferner Vergleichungen von amerikanischen Widerständen mit solchen der Anstalt, die gute Uebereinstimmung ergeben haben, und die Herstellung einer Anzahl neuer Quecksilber-Normalrohre. Die zweijährigen Beobachtungen an Manganin-Normalwiderständen haben gezeigt, daß der Einfluß der Feuchtigkeit für die Widerstände von 1 Ohm in unserm Klima ohne Nachteil ist. Die Abteilung hat etwa 60 neue Kadmium-Normalelemente hergestellt und dabei Gelegenheit gehabt, zu beweisen, daß die elektromotorische Kraft der Normalelemente im Laufe von 2 Jahren nicht abnimmt und daß das besondere Verfahren beim Auswaschen des Merkurosulfats keinen Einfluß auf die Spannung ausübt. Endlich ist durch viele Vergleiche festgestellt, daß man auf der ganzen Welt Weston-Elemente herstellen kann, deren Spannung bis auf wenige Hunderttausendstel übereinstimmt. Die Abteilung hat neuerdings Versuche über den Energieumsatz bei photochemischen Vorgängen in Angriff genommen, bei denen eine Anlage mit 9 Leidener Flaschen von 72000 cm Kapazität und rd. 2,4 KW Primärleistung benutzt wird. Versuche über die Zersetzung von Ammoniak und über die Ozonisierung von Sauerstoff sind bereits ausgeführt. Von den Arbeiten auf dem Gebiete der Strahlung ist außer den Untersuchungen an Spektren die Bestimmung der Konstanten c im Strahlungsgesetz schwarzer Körper zu nennen, die noch nicht abgeschlossen ist.

Die Technische Abteilung (II) hat neben den laufenden Prüfungen und Beglaubigungen die bekannten Untersuchungen über Längenänderungen von gehärtetem Stahl weitergeführt. Es handelt sich hierbei darum, den Einfluß der Stahlsorte und der Nachbearbeitung nach dem Tempern auf das Verhalten der Probekörper aufzuklären. Ferner ist der Verlauf der Ausdehnungen von Nickelstählen mit 5 bis zu

[1]) Zeitschrift für Instrumentenkunde April/Juni 1912.

[2]) s. Z. 1911 S. 1620.

[1]) s. Z. 1910 S. 1319.

33 vH Nickel bei Temperaturen bis zu 300° bestimmt worden, wobei sich ein sehr eigentümliches Verhalten des Stahles mit 33 vH Nickel gezeigt hat. Dieser verkürzt sich nämlich von 0 bis 50° um 0,0001 vH, dann nimmt seine Länge zu, aber nur sehr langsam. Bei 150° beträgt die Verlängerung nur etwa 0,01 vH, bei 300° nur 0,165 vH. Beachtenswerte Messungen sind auch an einem Marmorstäbchen angestellt worden, dessen Verlängerung bei wiederholtem Erwärmen auf 100° abnimmt. Die Abteilung plant, für Messungen dieser Art einen elektrischen Ofen zu entwerfen, da die bisher benutzte Versuchseinrichtung mit Flüssigkeitsbad keinen schnellen Uebergang von einer Temperatur auf die andre gestattet und außerdem nur bis zu 300° anwendbar ist. Neu aufgenommen sind auch die laufenden Prüfungen an Zentrifugen, wobei die Trommeln mit 20 vH Ueberlast und 20 vH erhöhter Umlaufzahl auf ihre Betriebsicherheit bei ordnungsmäßiger Benutzung untersucht werden.

Das Starkstromlaboratorium war durch die laufenden Prüfungen an Meßgeräten, Maschinen, Isolierstoffen und Leitungen stark in Anspruch genommen, zumal da sich die Anträge gemehrt haben, derartige Prüfungen in den Fabriken, auch außerhalb Berlins, vorzunehmen. Auch der Neubau des Laboratoriums und die Teilnahme an den Arbeiten des Verbandes Deutscher Elektrotechniker nahmen viel Zeit in Anspruch. Von wissenschaftlichen Arbeiten sind der Nachweis, daß bei Ferraris-Zählern schwankende Belastung unter normalen Verhältnissen keinen Einfluß auf die Anzeige ausübt, sowie die Untersuchung der Wirbelstrombremse und der elektromagnetischen Schienenbremse zu erwähnen, deren Bremskraft bei sehr kleinen Geschwindigkeiten zunächst proportional und dann mit wachsender Geschwindigkeit schneller oder langsamer zunimmt, je nachdem der Luftspalt sehr klein oder sehr groß ist. Bei sehr großer Geschwindigkeit ist die Bremskraft null. Das Laboratorium befaßte sich ferner mit dem Bau eines Satzes von Luftkondensatoren von 0,001 bis 0,01 Mikrofarad, die aus wagerechten Kreisplatten bestehen, und bei denen die Kapazität der Verbindungen nicht berücksichtigt zu werden braucht, ferner mit der Herstellung einer einlagigen Selbstinduktionsspule von 0,01 Henry auf Marmorkern für die absolute Ohmbestimmung, mit der Messung starker Hochfrequenzströme mittels des Hitzdraht-Luftthermometers und des Glühstrommessers, mit elektrometrischen Messungen an Hochfrequenzkreisen mittels eines Kondensators, mit der Fortführung der Versuche über elektrolytische Ventilwirkung und mit der Glaselektrolyse.

Dem Schwachstromlaboratorium lag die laufende Prüfung von Leitungen, Widerständen, Normal- und Trockenelementen ob. Ferner wurden die schon seit einigen Jahren im Gang befindlichen Versuche über die Aenderung von Widerständen fortgesetzt, wobei sich auch das Schoopsche Verfahren noch nicht bewährt hat. Die Befugnisse der 7 elektrischen Prüfämter sollen erweitert werden. Während sich ihre Tätigkeit bis jetzt hauptsächlich auf Meßgeräte erstreckte, sollen sie in Zukunft auch Beleuchtungsmittel, Leitungen, Widerstände und Blitzableiteranlagen behandeln dürfen, soweit sie über die erforderliche Ausrüstung verfügen. Für die Prüfung von Wechsel- und Drehstromzählern ist eine neue Eichmaschine von Hans Boas, Berlin, eingeführt, bei welcher der Gleichstrommotor und der Wechselstromerzeuger von je 200 Watt in einem Gehäuse vereinigt sind und die nur ein Zehntel des Stromverbrauches der früheren Einrichtungen hat. Im magnetischen Laboratorium sind neben laufenden Prüfungen die Arbeiten über Verbesserung der Untersuchungsverfahren für magnetische Stoffe, insbesondere die Anwendungen der Epsteinschen Vorrichtung, sowie über den Einfluß der chemischen Zusammensetzung und Wärmebehandlung auf die magnetischen und elektrischen Eigenschaften der Eisenlegierungen fortgeführt worden. Diese Versuche sind in bezug auf Kohlenstoff zu Ende geführt, während Versuche mit Siliziumlegierungen im Gange sind.

Die Arbeiten betreffend Wärme und Druck umfassen laufende Prüfungen an 9717 Thermometern, 1272 optischen und elektrischen Temperaturmessern, 63 Druckmessern, 446 Erdölprüfern und 126 andre Prüfungen. Die Zahl der ärztlichen Thermometer hat um weitere 2300 abgenommen, was auf gesteigerte Tätigkeit der thüringischen Prüfstellen zurückzuführen ist. In Ilmenau sind 79529 und in Gehlberg 21817 Thermometer geprüft worden. Neue verschärfte Prüfbestimmungen für ärztliche Thermometer sollen am 1. Oktober 1912 in Kraft treten. Die Anstalt war ferner an den Bestrebungen, die Erdölprüfung zu vereinheitlichen, lebhaft beteiligt. Der deutschen Zollbehörde soll vorgeschlagen werden, für die Destillation von Leuchtöl den gläsernen Engler-Kolben zu benutzen. Auf dem internationalen Petroleum-Kongreß in Wien ist ferner die deutsche Form des Flammpunktprüfers von Abel-Pensky für sämtliche Staaten angenommen worden. Die vergleichenden Messungen an Platin- und Quarzglas-Widerstandsthermometern haben gezeigt, daß die Unterschiede in den Anzeigen durch chemische Einwirkung des Quarzglases auf das Platin zurückzuführen sein dürften. Die Versuche werden bei höheren Temperaturen fortgesetzt. Die Abteilung hat ferner die Bestimmung der Helligkeit der Strahlungen beim Palladium- und beim Gold-Schmelzpunkt fortgesetzt und zur Prüfung der Messungen ein neues Verfahren ausgearbeitet, wobei unmittelbar nacheinander Beobachtungen an dem Schmelzbade und an dem Lummerschen schwarzen Körper angestellt werden können. Die Arbeiten über Seger-Kegel sind vorläufig abgebrochen worden, da für Kegel, die erst oberhalb des Platinschmelzpunktes niedergehen, kein so hohes technisches Interesse besteht.

Unter den optischen Arbeiten sind Prüfungen an Metallfadenlampen von 110 und 11,2 V hervorzuheben, die 1000 und 1500 st Brenndauer ergeben haben. Dauerversuche mit den neuen Drahtlampen sind in Angriff genommen. Die Anstalt beteiligte sich außerdem an den Arbeiten der internationalen Lichtmeßkommission über die Festsetzung von Lichtnormalien. Die chemischen Arbeiten erstrecken sich auf die Ausarbeitung schneller Prüfverfahren, auf die Untersuchung der Reinheit von Metallen für chemische Zwecke und auf die Fortführung der Glasuntersuchungen. Die Werkstatt hat neben den laufenden Stempelungen eine Anzahl von Versuchseinrichtungen gebaut, sowie Konstruktionszeichnungen angefertigt.

Die Einführung des elektrischen Betriebes auf den schweizerischen Bundesbahnen ist in einem ausführlichen Bericht der schweizerischen Studienkommission für elektrischen Bahnbetrieb an die Mitglieder der eidgenössischen Volksvertretung behandelt worden. Danach können die in Betracht kommenden Wasserkräfte bedeutend mehr leisten, als auch für einen in Zukunft wesentlich gesteigerten Verkehr erforderlich sein wird. Als Stromart wird einfacher Wechselstrom von 15000 V Fahrdrahtspannung und 15 Per./sk empfohlen, der mit entsprechend höherer Spannung unmittelbar in Wasserkraftanlagen mit Stauspeichern erzeugt werden soll. Für die Gotthardbahn, die von den Bundesbahnen als erste für die neue Betriebsart vorgesehen ist, ergeben die Anschläge 54 Mill. ℳ Kosten für Neuanlagen und Anschaffung von Betriebsmaterial. Die jährlichen Betriebkosten werden auf 8,1 Mill. ℳ und die Ausgaben für das Rohtonnenkilometer auf 0,56 ℳ berechnet, während sie in den Jahren 1907 und 1908 bei dem bisherigen Dampfbetriebe 0,7 und 0,75 ℳ betragen haben. Der elektrische Betrieb wird sich trotz wesentlich höherer Geschwindigkeiten erheblich billiger stellen als der Dampfbetrieb selbst bei den jetzigen Kohlenpreisen. Dazu kommen noch die Vorteile der Rauchfreiheit und der besseren Ausnutzung der Bahnanlage. (Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 17. August 1912)

Drehstrom-Bogenlampe von Schäffer. Die Konstruktion und praktische Ausführung einer brauchbaren Bogenlampe mit drei Kohlen zum Anschluß an eine Drehstromleitung ohne Teilung der Phasen ist nach einem ausführlichen Bericht von W. Wedding[1]) dem Ingenieur Schäffer gelungen, nachdem seit 1896 die Bemühungen von Thomson, Rice, Weintraub, Mercanton u. a. ergebnislos verlaufen waren. Die Schäffersche Lampe ist 6 Monate lang im elektrotechnischen Laboratorium der Technischen Hochschule zu Charlottenburg geprüft worden und hat allen Anforderungen, die hinsichtlich guter Regelbarkeit, großer Lichtausbeute, mäßigen Stromverbrauches, Verwendbarkeit bei verschiedenen Periodenzahlen und Spannungen usw. an sie gestellt werden müssen, vollauf genügt. Sie hat drei schrägstehende Kohlen, denen zum Zünden, zum Nachschub und zum Einstellen der Lichtbogenlänge durch je zwei Getriebe eine doppelte Bewegung erteilt werden kann, und zwar ein Ausschwenken der unteren Kohlenenden um einen im Kohlenhalter liegenden Drehpunkt, sowie ein Abwärtsgleiten der Kohlenhalter an schrägstehenden Führungsstäben. Die erste Bewegung wird durch ein Hebelgetriebe, die zweite durch ein für die drei Kohlen gemeinsames Hebel- und Rollenwerk mit drei Aufhängeschnüren ausgeführt, und beide Bewegungen werden durch je ein Solenoid für die drei Kohlen ausgelöst. Beide Bewegungsarten können von den drei Kohlen gleichzeitig ausgeführt werden, z. B. beim Zünden oder bei gleichmäßigem Abbrand, oder einzeln, wie beim stärkeren Abbrand einer einzelnen Kohle. Außerdem ist noch eine Sperrvorrichtung vorgesehen, die die Kohlen verhindert, zu weit nach unten zu gleiten. Die drei Kohlen

[1]) ETZ 6. Juni 1912 S. 579.

gehen unten durch die Decke eines Schamottesparers, der mit einem Blasmagneten verbunden ist. Der Blasmagnet kann jedoch auch fortfallen.

Die Versuche sind an verschiedenen Ausführungen der Lampe angestellt worden, deren Einrichtungen seit Beginn der Versuche noch verbessert worden sind. Die ersten Versuche haben bei 33 bis 35,8 V, 18 bis 56 Per./sk und 9,1 bis 10 Amp Lichtstärken von 2490 bis 3950 HK unter 45° und dabei einen spezifischen Leistungsverbrauch von 0,14 bis 0,209 W/HK ergeben; der Leistungsfaktor schwankte zwischen 0,94 und 0,99. Bei der höchsten Periodenzahl hatte die Lampe den geringsten spezifischen Leistungsverbrauch. Bei allen Periodenzahlen bis auf 18 herab gab die Lampe ein sehr ruhiges Licht, ohne zu flimmern. Weitere Versuche mit verschiedenen Spannungen zeigten, daß die Lampe bei 60 bis 70 V die größte Lichtstärke von mehr als 10000 HK in der unteren Lichthalbkugel hat, wobei der spezifische Verbrauch nur wenig über 0,1 W/HK beträgt. Hinsichtlich der Sparsamkeit war ein Abstand der Kohlenspitzen von 30 bis 40 mm am günstigsten; die Lampe muß also mit großem Lichtbogen brennen und eignet sich insbesondere für recht starke Lichtquellen. Die Lichtverteilung in einer wagerechten Ebene unter der Lampe ist in allen Strahlrichtungen ziemlich gleichmäßig, da sich die Krater der drei Kohlen gegenseitig ergänzen. Bei Versuchen mit verschieden dicken Kohlen haben sich solche von 9 mm Dmr. als am günstigsten für Lichtausbeute und spezifischen Verbrauch ergeben. Man erhielt aus dem unverhüllten Lichtbogen 14000 KH mittlere Lichtstärke in der unteren Lichtkugel bei 7 Amp Stromstärke und 112 V Spannung am Transformator, oder rd. 0,09 W/HK bei 0,9 Leistungsfaktor. Auf eine Lampe mit Klarglasglocke bezogen, entsprechen diese Zahlen etwa 12000 HK und 0,1 W/HK. Dabei betrug der Abbrand insgesamt 87 mm/st Kohlenlänge oder 5,54 ccm/st Kohlenmenge. Bei 12 mm dicken Kohlen ergaben sich im Mittel 9000 HK und 0,14 W/HK, aber nur 46,5 mm/st oder 5,26 ccm/st Abbrand. Man hat hierbei also doppelte Brenndauer bei ungefähr gleichem stündlichem Kohlenverbrauch. Bei Flammenbogenlampen mit je zwei Kohlen, 2250 HK und 0,2 W/HK spezifischem Verbrauch, von denen man somit vier braucht, um 9000 HK Lichtstärke zu erhalten, muß man aber mit 15,3 ccm/st Kohlenabbrand rechnen, also mit dem dreifachen Betrage der Drehstromlampe mit 12 mm dicken Kohlen. Für Drehstromlampen mit 9 mm dicken Kohlen und 12000 HK Lichtstärke wird dieser Vergleich noch günstiger.

Wettbewerb für elektrische Grubensicherheitslampen. Zu dem 1911 von der englischen Regierung ausgeschriebenen Wettbewerb[1]) sind rd. 200 Lampen aus mehreren Ländern eingesandt worden. Von den neun insgesamt verteilten Preisen sind drei nach Deutschland gefallen. Der erste Preis von 12000 ℳ ist Oberingenieur F. **Färber** in Dortmund zuerteilt worden, dem Konstrukteur der unter dem Namen »Ceag« im Gebrauch befindlichen elektrischen schlagwettersicheren Lampe. Die Betriebskosten, die neben der Betriebsicherheit, den Anschaffungskosten und der Einfachheit der Konstruktion bei der Preiserteilung berücksichtigt worden sind, stellen sich bei dieser Lampe auf rd. 5 ₰ für eine Schicht. Sie wiegt rd. 2,2 kg und hat 1,5 bis 2 HK Leuchtkraft. Einen von den beiden nach Deutschland gefallenen 1000 ℳ-Preisen hat die Stachlampen-Gesellschaft in Bochum erhalten.

Eine **Vorrichtung zum Nachdrehen der Kurbelzapfen von Lokomotivachsen**, die das Abpressen der Treibräder überflüssig macht, wird von der Atchison, Topeka and Santa Fé-Bahn in ihren Werkstätten zu Topeka, Kan., verwendet. In einem schmalen, zweiteiligen Gehäuse, das um den zu bearbeitenden Zapfen herumgelegt und mit Druckschrauben zwischen den Kurbelscheiben festgeklemmt wird, ist ein als Schneckenrad ausgebildeter Werkzeugträger gelagert, der den nach innen gerichteten Drehstahl für den Zapfen und zwei nach außen gerichtete Stähle für die Laufstellen an den Kurbelscheiben trägt. Die Stähle werden mit Hülfe von Sternrädern und Schraubenspindeln vorgeschoben. Oben in dem Gehäuse ist eine Schnecke für den Antrieb des Werkzeugträgers gelagert, an deren Welle ein beliebiger tragbarer Elektromotor angeschlossen werden kann. (American Machinist 17. August 1912)

Das Woolworth-Gebäude, der höchste Wolkenkratzer in New York[2]), der nur noch von dem Eiffelturm an Höhe übertroffen wird, geht seiner Vollendung entgegen. Das Gebäude enthält 30 Geschosse bis zum Dache, das 122 m über Straßenfläche liegt, und noch 25 Geschosse in dem sich bis auf 244 m erhebenden Turme. Die Fläche des Grundstückes beträgt 46×61 qm. Das Gebäude ist im Grundriß ⊔-förmig angelegt und besteht aus einem 46 m langen und 33 m tiefen Hauptgebäude sowie zwei 28 m langen und 18 m breiten Seitenflügeln, die in Höhe von je 5 Geschossen gegeneinander durch Fachwerkträger über den Hof hinweg versteift sind. Die Pfeiler und Säulen, die Lasten bis 4530 t zu tragen haben, sind auf Senkkasten aus Beton gegründet, die bis 37 m unter Straßenoberfläche abgesenkt worden sind. Die Deckenträger, Hauptunterzüge und Säulen sind sämtlich aus Eisenkonstruktion hergestellt und haben ein Gesamtgewicht von 23400 t. Die Geschoßdecken sind zum größten Teil als Hohlsteindecken ausgeführt. (Engineering Record 27. Juli 1912)

1) s. Z. 1911 S. 1045.

2) Die in Z. 1910 S. 2198 angegebenen Maße sind gemäß obigem zu berichtigen.

Professor Dr. Fritz Kötter †. Am 17. August ist in Schopfheim in Baden an den Folgen eines Schlaganfalles Geheimer Regierungsrat Professor Dr. Kötter im Alter von 54 Jahren verschieden. Er wurde am 3. November 1857 in Berlin geboren, besuchte das Luisenstädtische Realgymnasium in Berlin, studierte in Berlin Mathematik und promovierte 1883 in Halle auf Grund der Arbeit »Ueber das Gleichgewicht biegsamer, unausdehnbarer Flächen«. Nach einer kurzen Lehrtätigkeit am Königstädtischen Realgymnasium habilitierte er sich 1887 an der Technischen Hochschule zu Berlin für das Fachgebiet der angewandten Mathematik. 1889 erhielt er einen Ruf an die Bergakademie zu Berlin und 1900 einen Ruf an die Technische Hochschule als ordentlicher Professor für den Lehrstuhl »Technische Mechanik für Bauingenieure«. Kötter hat es in meisterhafter Weise verstanden, die Mathematik, besonders die Funktionentheorie, in den Dienst der Technik zu stellen, und hat durch Einführung scharfsinniger Schätzungsmethoden dort den Weg zur weiteren Erkenntnis gewiesen, wo sich der streng mathematischen Weiterentwicklung einer Aufgabe unüberwindliche Schwierigkeiten entgegenstellten. Auf dieser Grundlage hat er die technische Mechanik durch zahlreiche geistvolle Arbeiten gefördert. Besonders seine Veröffentlichungen über die Kreiseltheorie[1]), die Strahlbildung in vollkommenen Flüssigkeiten[2]), die Erweiterung der Kettenlinientheorie auf biegsame Flächen und seine Arbeiten über den Erddruck[3]) verdienen höchste Anerkennung. Nicht minder wichtig für die Ingenieurwissenschaften sind seine Beiträge zur Erforschung der Spannungs- und Formänderungszustände in Walzeisenprofilen, die auf Verdrehung beansprucht werden[4]). Endlich hat Kötter es verstanden, die von Kirchhoff entwickelte Theorie der Biegung und Knickung von Stäben und Platten zu vertiefen und auch für die Fälle Klarheit zu schaffen, wo die Annahmen der Kirchhoffschen Theorie nicht mehr mit genügender Annäherung vorhanden sind[5]). So ist Kötter als ein wirksamer Förderer der Technik dahingegangen, als ein Forscher, der es in richtiger Erkenntnis der Forderungen der Praxis verstanden hat, der Ingenieurarbeit den Boden zu weiteren Erfolgen zu ebenen, und der durch seine Lebensarbeit bewiesen hat, wie erfolgreich und fruchtbringend das Zusammengehen von Ingenieur und Mathematiker sein kann. Die Berliner Hochschule verliert in Kötter einen ihrer besten Förderer der Wissenschaft und einen ihrer beliebtesten Lehrer.

Generalkonsul R. A. v. Oldenbourg, der Münchener Verlagsbuchhändler und Verleger einer Anzahl bekannter technischer Zeitschriften und Lehrbücher, ist am 22. August d. J. nach langem, schwerem Leiden im Alter von 67 Jahren gestorben. Der Verstorbene, in früheren Jahren italienischer Generalkonsul für Bayern, hat sich insbesondere durch die in seinem Verlage erschienenen Illustrierten Technischen Wörterbücher um die Ingenieurwelt verdient gemacht. Dadurch ist er auch in nähere Beziehungen zum Verein deutscher Ingenieure, dem er als Mitglied angehörte, getreten.

1) Acta mathematica 1891. Sitzungsberichte der Berliner mathematischen Getellschaft 1903.

2) Journal für die reine und angewandte Mathematik 1888. Sitzungsberichte der Preußischen Akademie der Wissenschaften 1891 und 1900.

3) Verhandlungen der Physikalischen Gesellschaft zu Berlin 1888. Jahresberichte der deutschen Mathematiker-Vereinigung 1893. Journal für die reine und angewandte Mathematik 1899, Sitzungsberichte der Preußischen Akademie der Wissenschaften 1903 und 1909.

4) Sitzungsberichte der Preußischen Akademie der Wissenschaften 1908.

5) Sitzungsberichte der Preußischen Akademie der Wissenschaften 1910. Festschrift für Müller-Breslau, erschienen bei Alfred Kröner, Leipzig 1912.

Patentbericht.

Kl. 5. Nr. 242109. Ausfüllen von Hohlräumen in Bergwerken. Gesellschaft für bergtechnische Einrichtungen m. b. H., Homburg a. Rh. Der Füllsand wird im Förderwagen a in die Grube genommen und durch eine verschliessbare Oeffnung b (Schieber im Boden) am Wagen mittels Wasser, das durch die Rohrleitung c zugeführt wird, in eine zum nahegelegenen Verwendungsorte d führende Rinne oder Rohrleitung e gespült.

Kl. 14. Nr. 238680. Schaufelversteifung. C. Rothert, Frauendorf-Stettin. Zwischen je zwei Turbinenschaufeln a, a, die auf einem rauhen Draht c sitzen, wird eine Abstandhülse b gepreßt und durch äußeren Druck derart gedehnt, daß sie fest auf dem Draht sitzt und die Schaufeln gegeneinander versteift.

Kl. 18. Nr. 241511. Etagentrockner für Hochofenwind. P. Würth, Luxemburg. Der zu trocknende, durch Rohr a eingeleitete Gebläsewind strömt in einen senkrechten Schacht b, aus dem er in Teilströmen in Behälter c gelangt, die mit entwässertem Chlorkalzium gefüllt sind. Die Luft gibt beim Durchstreichen ihre Feuchtigkeit an das Chlorkalzium ab und gelangt durch den durchlöcherten Behälterboden in einen ringförmigen Sammelraum d, von wo sie durch das Rohr e zur Gebrauchsstelle strömt. Das wasserhaltig gewordene Chlorkalzium wird zeitweilig durch heiße Luft oder Gas entwässert, das durch Rohr f eingeleitet wird, durch die Behälter c strömt und durch den Kamin g abzieht. In den Behältern c angeordnete Kühlschlangen h halten hierbei die Temperatur des Chlorkalziums niedrig. Ueber dem Chlorkalzium vorgesehene Rührarme i verhindern das Entstehen von Luftkanälen im Chlorkalzium.

Zuschriften an die Redaktion.

Ueber das Verdampfungsgesetz und das Gesetz der Wärmeübertragung des Lokomotivkessels.

Sehr geehrte Redaktion!

In dem Aufsatze »Ueber das Verdampfungsgesetz und das Gesetz der Wärmeübertragung des Lokomotivkessels« von Professor Köchy in Nr. 13 Ihrer geschätzten Zeitschrift, Jahrgang 1912 S. 520, benutzt der Herr Verfasser für die mittlere spezifische Verdampfung der Heizfläche H einer Lokomotive mit der Rostfläche R die Gleichung

$$\vartheta = \frac{a}{b + \frac{H}{R}},$$

die er aus den Leistungsversuchen der Eisenbahndirektion Erfurt mit Lokomotiven in den neunziger Jahren ermittelt hat und durch die Verdampfungsversuche mit einem Lokomotivkessel der französischen Nordbahn in den Jahren 1860 bis 1864 bestätigt findet, um aus ihr das Gesetz der Wärmeübertragung herzuleiten. Er gelangt zu folgenden, von der heut üblichen Anschauung abweichenden Schlußfolgerungen:

1) Ein besonderer Einfluß der Strahlung auf eine vergrößerte Dampferzeugung der Feuerbüchse ist aus den französischen Versuchen nicht erkennbar.

2) Der Wärmedurchgang ist proportional dem Quadrate des Temperaturunterschiedes zwischen den Heizgasen und dem Kesselwasser.

Die Wärmedurchgangszahl k ist also nach Ansicht des Hrn. Köchy, die früher von Professor Redtenbacher und Werner vertreten wurde (Z. 1877 S. 145 und »Hütte« 1905 S. 850) bei einem bestimmten Unterdruck in der Rauchkammer für die Feuerbüchse dieselbe wie für die Heizrohre.

Ich bestreite die Richtigkeit dieser Schlüsse, und zwar aus folgenden Gründen:

In den alten Dampfkesseltheorien von Redtenbacher und Werner wurde, wie gesagt, schon eine konstante Wärmedurchgangszahl k für die direkte und indirekte Heizfläche angenommen mit dem Unterschiede, daß R. den Wärmedurchgang proportional dem Temperaturunterschiede zwischen den Heizgasen und dem Kesselwasser, W. dagegen dem Quadrate dieses Temperaturunterschiedes, wie Hr. Köchy, gesetzt hat. Diese beiden Theorien mußten naturgemäß auf ganz verschiedene Ergebnisse bei Erörterung der Frage führen, welchen Anteil die direkte Heizfläche an der Gesamtverdampfung des Kessels hat.

Wie ich zahlenmäßig a. a. O. (Z. 1905 S. 721) nachgewiesen habe, führt die Theorie von Redtenbacher nur dann auf anscheinend richtige Verhältnisse, wenn man den Einfluß der Strahlung in der Feuerbüchse in Rechnung zieht, indem man in der Feuerbüchse eine größere Wärmedurchgangszahl in die Rechnung einführt als in den Heizrohren. Unter dieser Voraussetzung ergeben sich aber auch nach der Theorie von Redtenbacher aus den angezogenen französischen Versuchen die wirklich beobachteten Verhältnisse, wie ich durch folgende Rechnung beweisen werde:

Ist

- H_x die Heizfläche von der Rostfläche bis zu einer beliebigen Heizzone,
- t_x die Temperatur der Heizgase in dieser Zone,
- t_r » » » » » der Rauchkammer,
- t_0 » » » » » » Brennschicht (Verbrennungstemperatur),
- t_w die Temperatur des Kesselwassers (Flüssigkeitswärme),
- $\mathrm{t} = t - t_w$ der Unterschied der Temperatur der Heizgase und des Kesselwassers,
- $\mathrm{t}_r = t_r - t_w$,
- $\mathrm{t}_0 = t_0 - t_w$,
- H die gesamte Heizfläche des Kessels,
- H_d » Heizfläche der Feuerbüchse oder direkte Heizfläche,
- H_i die Heizfläche der Heizrohre oder indirekte Heizfläche,
- R » Rostfläche,
- k » Wärmedurchgangszahl für 1 qm und 1° Temperaturunterschied der indirekten Heizfläche,
- $\mathfrak{K} = m\,k$ die Wärmedurchgangszahl für 1° Temperaturunterschied und 1 qm in der Feuerbüchse mit Rücksicht auf die Strahlung,
- $\mathfrak{w}$ die Wärmedurchgangszahl nach Werner,
- $\mathfrak{H} = H_{ix} + m\,H_d = H_x + (m-1)\,H_d$,
- Q die vom Kessel stündlich erzeugte Dampfmenge,
- Q_x » von der Heizfläche H_x stündlich erzeugte Dampfmenge,
- $\varepsilon_x = \frac{Q_x}{Q}$ der Anteil der Heizfläche H_x an der Gesamtverdampfung,
- B die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Brennstoffmenge,
- G das Gewicht der Gase, die aus 1 kg Brennstoff bei der Verbrennung entstehen,
- $c = 0{,}24$ die mittlere spezifische Wärme der Gase, auf 1 kg bezogen,
- $\mathfrak{W}_x$ die Wärmemenge, die stündlich am Ende der Heizfläche H_x durch 1 qm geht,

so ist unter der Annahme eines konstanten Mittelwertes c der Anteil der Heizfläche H_x an der Gesamtverdampfung

$$\varepsilon_x = \frac{Q_x}{Q} = \frac{t_0 - t_x}{t_0 - t_r} = \frac{\mathrm{t}_0 - \mathrm{t}_x}{\mathrm{t}_0 - \mathrm{t}_r} = \frac{1 - \frac{\mathrm{t}_x}{\mathrm{t}_0}}{1 - \frac{\mathrm{t}_r}{\mathrm{t}_0}} \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Aus der Annahme, daß der Wärmedurchgang dem Temperaturunterschiede zwischen den Heizgasen und dem Kesselwasser direkt proportional ist, also aus der Voraussetzung

$$\mathfrak{W}_x = k\,\mathrm{t}_x \text{ bezw. } \mathfrak{K}\,\mathrm{t}_x$$

folgt die Gleichung

$$\ln\frac{\mathrm{t}_0}{\mathrm{t}_x} = \frac{1}{\delta}\,\frac{\mathfrak{H}_x}{R} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2),$$

$$\delta = \frac{c\,G\,B}{k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und aus der Annahme (Werner, Köchy)

$$\mathfrak{W}_x = \mathfrak{w}\,\mathrm{t}_x^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

die Gleichung

$$\frac{t_0}{t_x} = 1 + \frac{1}{b}\frac{H_x}{R} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5).$$

$$b = \frac{c\,G\,B}{w\,t_0} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6).$$

Sind also für eine bestimmte Anstrengung der Rostfläche (BR) die Festwerte δ, b und m bekannt, so läßt sich ε mit Hülfe von Gl. (1) und (2) bezw. (5) ermitteln und unmittelbar mit den beobachteten Werten ε vergleichen. Es wird darauf ankommen, die Festwerte δ, b und m so zu wählen, daß die Annäherung der berechneten Werte für ε an die beobachteten möglichst gut ist.

Eine gute Annäherung an die beobachteten Verhältnisse erhält man mit Hülfe der Gleichungen (1) und (2) und mit Berücksichtigung der Strahlung in der Feuerbüchse, wenn man beispielsweise für den größten gemessenen Brennstoffverbrauch $BR = 465$ kg/st Steinkohlenbriketts bei dem mittleren Unterdruck $p = 80$ mm Wassersäule in der Rauchkammer

$$\delta = 40 \text{ und } m = 3{,}5$$

und für die kleinste Rostanstrengung $BR = 216$ bei $p = 20$ mm

$$\delta = 35 \text{ und ebenfalls } m = 3{,}5$$

setzt, also in beiden Fällen von der Annahme ausgeht, daß die Wärmedurchgangszahl in der Feuerbüchse $3^1/_2$ mal so groß ist wie in den Heizrohren.

Die Ergebnisse der Rechnung sind für den Unterdruck $p = 80$ und den Versuch mit Steinkohlenbriketts in Spalte 3 der Zahlentafel 1 neben den Versuchswerten in Spalte 2 zusammengestellt und mit den von Köchy berechneten Werten in Spalte 5 und 9 verglichen. Für den Festwert b in Gl. (5) ist der von Köchy angegebene Wert 12,1 benutzt.

Aus Spalte 4 und 6 der Zahlentafel 1 ist zu ersehen, daß die größte Abweichung von den Versuchswerten nur 2 vH beträgt, wenn in der Rechnung nach Gl. (1) und (2) die Strahlung berücksichtigt wird, während nach der von Köchy ermittelten Annäherung die Abweichung von der Beobachtung bis 6 vH ausmacht.

Die unter der Annahme verschiedener Wärmedurchgangszahlen in der Feuerbüchse und in den Heizrohren berechneten Werte stimmen demnach mit den durch die Beobachtung festgestellten besser überein als die von Köchy nach der Wernerschen Theorie berechneten.

Noch deutlicher tritt dies in der folgenden Darstellung der Verdampfung mit zunehmender Heizfläche des Versuchskessels oder deren Anteile an der Gesamtverdampfung zutage.

In Fig. 1 bedeuten die Längen die Heizfläche, von der Rostfläche ab gerechnet, die Höhen die Verdampfungsanteile nach der Theorie und nach der Beobachtung an der Versuchslokomotive bei dem Unterdruck $p = 80$ mm W.-S. Die kleinen Kreise stellen die Beobachtungswerte dar (vergl. Zahlentafel 1 Spalte 7). Die obere Linie entspricht den Zahlenwerten ε nach Köchy (vergl. Spalte 9 der Zahlentafel), die untere den Zahlenwerten in Spalte 8 der Zahlentafel 1, die mit Berücksichtigung der Strahlung berechnet worden sind. Die Heizfläche der Feuerbüchse der Versuchslokomotive wurde in der Berechnung zu 5,4 qm, die Rostfläche zu 0,9 qm angenommen (aus der Zeichnung entnommen).

Der durch die beobachteten Werte ε (Kreise) angedeutete und nach Gl. (1) und (2) berechnete, fast übereinstimmende Linienzug läßt deutlich auf ein verändertes Verhalten des Wärmeüberganges im ersten Abschnitt der Heizfläche schließen.

Die beiden Linienzüge weisen nämlich beim Uebergang aus der Feuerbüchse in die Heizrohre, der durch Schraffierung der entsprechenden Ordinate gekennzeichnet ist, einen merklichen Knick auf, während eine stetig nach demselben Gesetz (k = konstant) verlaufende Linie sich über die Ordinatenachse erstrecken und die Abszissenachse jenseits des Koordinatenanfanges schneiden würde. Der Schnittpunkt liegt beispielsweise für die ε-Linie nach Gl. (1) und (2) bei $H_x = -2{,}5\,H_d$, das heißt also, daß 1 qm der direkten Heizfläche H_d 3,5 mal so wertvoll ist wie 1 qm der indirekten, der Strahlung ausgesetzten Heizfläche.

Der Linienzug nach Gl. (1) und (5), der sich nach Köchy aus den Versuchen ergeben würde, ist vom Koordinatenanfang an wegen der konstanten Wärmedurchgangszahl ein stetiger und gehört derselben Hyperbel an, weicht aber erheblich von den beobachteten Werten ab, ist darum schon weniger wahrscheinlich als die von mir ermittelte ε-Linie, die

Fig. 1.

Verdampfung mit zunehmender Heizfläche des Versuchskessels in Wirklichkeit und in der Theorie.

sich aus zwei logarithmischen Linien zusammensetzt, einer steileren vom Nullpunkt bis zum Ende der direkten Heizfläche und einer flacheren von da ab. Es läßt sich keine Hyperbel konstruieren, die durch den Koordinatenanfang geht und sich den Beobachtungswerten so gut anpaßt, wie eine logarithmische Linie, deren Schnittpunkt mit der Abszissenachse jenseits des Koordinatenanfanges liegt. Das bedeutet aber, physikalisch gesprochen, daß die Wärme in der Feuerbüchse nach einem andern Gesetz von den Heizgasen auf das Kesselwasser übergeht als in den Heizrohren.

Einen ähnlichen Verlauf wie die untere ausgezogene Linie in Fig. 1 haben anscheinend die ε-Linien, die sich aus den übrigen Versuchen bei dem Unterdruck in der Rauchkammer $p = 20$, 40, 60 und 100 mm ergeben, wie Fig. 2 zeigt. Diese Linien schneiden alle die Abszissenachse jenseits des Koordinatenanfanges. Je weiter der Schnittpunkt von letzterem entfernt liegt, desto größer ist der Einfluß der Strahlung.

Zahlentafel 1.

Beobachtete und berechnete Dampferzeugung mit und ohne Berücksichtigung der Strahlung in der Feuerbüchse (Spalte 3, 4 und 8 bezw. 5, 6 und 9) für den Versuch bei 80 mm Unterdruck in der Rauchkammer mit Steinkohlenbriketts.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Heizfläche H_x	Dampferzeugung Q_x in kg/st		Abweichung Spalte 3 und 2	Q_x berechnet nach Gl. (1) und (5)	Abweichung Spalte 5 und 2	Anteile $\varepsilon = \frac{Q_x}{Q}$			Bemerkungen
	beobachtet	berechnet nach Gl. (1) und (2)				beobachtet	berechnet nach Gl. (1) und (2)	berechnet nach Gl. (1) und (5)	
qm			vH		vH				
7,14	1496	1525	+ 2	1405	− 6	0,471	0,48	0,458	Die Heizfläche zählt in jeder Reihe von der Rostfläche ab. Die Gesamtverdampfung Q ist in Spalte 5 und 9 nach Köchy zu 3080 kg/st, also kleiner als beobachtet (Spalte 2), angenommen. Festwerte: $\delta = 40$; $m = 3{,}5$; $b = 12{,}1$ (nach Köchy).
23,8	2304	2250	− 2	2425	+ 5,5	0,725	0,71	0,788	
40,46	2722	2705	− 0,7	2788	+ 2,5	0,856	0,851	0,905	
57,12	2985	2998	+ 0,5	2970	− 0,5	0,940	0,943	0,965	
73,78	3178	3178	0	3080	− 3,0	1,00	1,00	1,00	

Bei den Versuchen mit $p = 100$ und 60 scheint die Strahlung durch den teilweise verschlackten Rost beeinträchtigt worden zu sein. Denn, obschon bei ersterem Versuch ($p = 100$) der Unterdruck größer war, verbrannten doch weniger Briketts als bei 80 mm Unterdruck, was nur durch den größeren Widerstand der Rostfläche zu erklären ist.

Etwas günstiger lagen die Verhältnisse anscheinend bei dem Versuch mit 60 mm Unterdruck. Obwohl nämlich der Heizstoffverbrauch geringer war, verdampfte der erste Abschnitt der Heizfläche doch annähernd dieselbe Wassermenge.

Daß der Kessel bei 80 mm Unterdruck trotz des größeren Heizstoffverbrauches nahezu dieselbe Dampfmenge erzeugte wie bei 60 mm, ist vermutlich dadurch zu erklären, daß durch ungeschicktes Heizen im ersteren Falle zu viel unverbrannte Gase entstanden. Dieser Verlust konnte durch die bessere Wirkung durch Strahlung nicht aufgewogen werden.

Auf diese Weise lassen sich unter der Annahme der strahlenden Wirkung des Feuers die Beobachtungen leicht erklären, was auf andre Weise kaum möglich ist. Es ist also kein Grund vorhanden, die heut übliche Anschauung, daß k in der Feuerbüchse größer ist als in den Heizrohren, anzuzweifeln, wie es Hr. Köchy getan hat; er durfte jedenfalls aus den angezogenen Versuchen keine Berechtigung zu diesem Zweifel herleiten. Wenn nach der üblichen Anschauung von der auf dem Rost erzeugten Wärme ein erheblicher Teil der Feuerbüchse durch

Fig. 2.

p = Unterdruck in der Rauchkammer

Heizfläche

Gesamtverdampfung = 1

Strahlung zugeführt würde, dem noch die Wärme, die den Feuergasen durch Berührung entzogen wird, zuzurechnen wäre, so müßten, meint Hr. Köchy, die Verdampfungswerte der Feuerbüchse nach den Versuchen die entsprechenden Werte der berechneten spezifischen Verdampfung erheblich übersteigen. Diese Schlußfolgerung ist nicht richtig, wie ich zahlenmäßig nachgewiesen habe (vergl. Zahlentafel 1). Die zweite Potenz des Temperaturunterschiedes in der alten Durchgangsgleichung (4) von Werner berücksichtigt offenbar in gewissem Grade die vergrößerte Wärmeaufnahme der Feuerbüchse durch die strahlende Wärme, wenn die Wärmedurchgangszahl von Fall zu Fall, entsprechend den Größenverhältnissen des Kessels, besonders der Feuerbüchse, richtig gewählt wird.

Die Behauptung, daß ein besonderer Einfluß der Strahlung auf eine vergrößerte Dampfentwicklung der Feuerbüchse bei allen Versuchen der französischen Nordbahn an dem ruhenden Lokomotivkessel nicht erkennbar ist, glaube ich durch dieselben Versuchsergebnisse oben widerlegt zu haben.

Man muß die Versuchsergebnisse eben auch von dem andern, heut üblichen Standpunkte, der sich auf physikalische Gesetze gründet (vergl. R. Mollier: »Ueber Wärmedurchgang und die hierauf bezüglichen Versuchsergebnisse« Z. 1897 S. 153 u. 197), und nicht auf Hypothesen, wie die Wernersche Durchgangsgleichung (Z. 1877 S. 145), betrachten.

Nun stützt sich Hr. Köchy auch auf Leistungs- oder richtiger Schleppversuche der Königlichen Eisenbahndirektion Erfurt mit Lokomotiven in den neunziger Jahren, aus denen er die eingangs erwähnte Gleichung für das Verdampfungsgesetz dieser Lokomotiven entwickelt hat (Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1911 Heft 1 bis 3).

Abgesehen davon, daß diese Versuche dazu gar nicht geeignet waren, da der Dampfverbrauch der Lokomotiven dabei nicht gemessen, sondern nachträglich vom Hrn. Köchy nach einem nicht einwandfreien Verfahren berechnet worden ist, hat die erwähnte Gleichung des Hrn. Köchy mit der aus den Versuchen ermittelten, vom Verfasser selbst als nicht verwendbar bezeichneten (Organ 1911 S. 29 u. 30) wenig Aehnlichkeit und wird dieser unvermittelt vorgezogen, weil sie mit den berechneten Mittelwerten besser übereinstimmt; sie ist anscheinend empirisch gefunden worden.

Uebrigens hätte die Gleichung einfacher aus der Wernerschen Dampfkesseltheorie abgeleitet werden können, etwa in folgender Weise:

Ist a die Dampfmenge, die bei unendlich großer Heizfläche der Versuchslokomotive mit 1 qm Rostfläche und einer bestimmten Heizstoffmenge stündlich erzeugt werden könnte, wobei sich die Heizgase bis auf die Temperatur des Kesselwassers abkühlen würden, so ist offenbar

$$\frac{Q}{R} = a\left(\frac{t_0 - t_r}{t_0 - t_w}\right) = a\left(\frac{t_0 - t_r}{t_0}\right) = a\left(1 - \frac{t_r}{t_0}\right) \quad . \quad . \quad (7).$$

Die mittlere stündliche Verdampfung ϑ_x auf 1 qm der Heizfläche H_x ist

$$\vartheta_x = \frac{Q\,\varepsilon_x}{H_x} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Setzt man aus Gl. (7) den Wert Q ein, so folgt

$$\vartheta_x = \frac{a\,R}{H_x}\left(1 - \frac{t_r}{t_0}\right)\varepsilon_x$$

und im Hinblick auf Gl. (1)

$$\vartheta_x = \frac{a\,R}{H_x}\left(1 - \frac{t_x}{t_0}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Nach der Theorie von Werner ist gemäß Gl. (5)

$$1 - \frac{t_x}{t_0} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{1}{b}\frac{H_x}{R}} = \frac{\frac{H_x}{R}}{b + \frac{H_x}{R}}.$$

Setzt man diesen Wert in Gl. (9) ein, so ergibt sich die Gleichung

$$\vartheta_x = \frac{a}{b + \frac{H_x}{R}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10),$$

also dieselbe Gleichung, die Hr. Köchy aus den Erfurter Versuchen empirisch gefunden hat.

Die Gleichung stellt weder etwas Neues dar, noch ist sie ein Ausdruck für ein durch einwandfreie Versuche an Lokomotiven bestätigtes Verdampfungsgesetz und kann es auch nicht sein, da sich eine solche Verdampfung zwar unter Umständen der Wirklichkeit nähert, aber, genau genommen, mit feststehenden physikalischen Gesetzen im Widerspruch steht.

Hochachtungsvoll
Strahl,
Regierungs- und Baurat.

Sehr geehrte Redaktion!

Es ist natürlich nicht möglich, in kürzester Zeit und bei dem geringen zur Beantwortung derartiger Aeußerungen zur Verfügung stehenden Raum der Zeitschrift auf die Kritik des Hrn. Strahl bis in alle Einzelheiten einzugehen. Ich erwidere deshalb nur folgendes:

Der Kern der Streitfrage ist offenbar: Erfolgt der Wärmedurchgang proportional der ersten oder der zweiten Potenz des Temperaturunterschiedes zwischen Heizgasen und Kesselwasser?

Unter Beibehaltung der in meinem Aufsatz gebrauchten Bezeichnungen ergibt sich für die örtliche Verdampfung ϑ_x nach der letzten Annahme $\vartheta_x = \frac{a\,b}{\left(b + \frac{H_x}{R}\right)^2}$ (Gl. (9) meines Aufsatzes), und diese Gleichung würde für alle Teile der Heizfläche H_x vom Rost bis zur Rauchkammer gelten. Nach der Strahlschen Annahme findet sich die örtliche Verdampfung für das Rohrbündel

$$\vartheta_x' = \frac{k'}{\lambda}\,(T_1 - t)\,e^{-\frac{k'}{C\,R}(H_x - H_1)},$$

worin noch bezeichnet

T_1 die Temperatur der Gase beim Verlassen der Feuerbüchse,
H_1 die Heizfläche der letzteren,
$C = c_p\,(1 + L)\,\beta$ (β nach meiner früheren Bezeichnung der Brennmaterialverbrauch auf 1 qm Rostfläche und für 1 Stunde),

k' die Wärmedurchgangszahl; letztere findet sich für das Rohrbündel zu

$$k' = \frac{C\,R}{H - H_1} \ln \frac{T_1 - t}{T_2 - t},$$

und hierin ist
T_2 die Temperatur am Ende der Rohre,
H die Heizfläche des ganzen Kessels.

Für die Versuchsreihe, die dem Unterdruck $p = 100$ in der Zahlentafel 1 von Couche entspricht, fand ich

p	a	b	β	k	T	$T-t$	$1+L$	η_R [1]
100	4730	17,5	493	0,092	1509	1349	17,6	0,885

[1]) Vergl. Zahlentafel 4 meines Aufsatzes. Die Werte von a und b habe ich inzwischen genauer bestimmt, wodurch auch die andern werte Abänderungen erfuhren.

In Fig. 3 ist die Linie von ϑ_x für diese Versuchsreihe eingetragen, ebenso die Linie für T_x, die Temperatur der Feuergase, die aus der Gleichung

$$\frac{a\,b\,\lambda}{b + \frac{H_x}{R}} = c_p\,(1 + L)\,\beta\,(T_x - t)$$

meines Aufsatzes bestimmt ist. Mit Hülfe dieser Temperaturwerte, die an sich nichts Unwahrscheinliches haben, ist auch die Linie der ϑ_x'-Werte ermittelt. Für die Wärmedurchgangszahl findet sich

$$k' = 39{,}8.$$

Die Linie ϑ_x' verläuft flacher als die ϑ_x-Linie, wie es in ihrer Natur liegt. Der Inhalt der Flächen, den diese beiden Linien zwischen den Höhen, die Anfang und Ende der Siederohre bezeichnen, mit der Längsachse des Achsenkreuzes bilden, muß natürlich derselbe sein. Die Rückverlängerung

Fig. 3.

von ϑ_x' in die Feuerbüchse hinein zeigt, daß der Wert k' für die Siederohre die Verdampfung der Feuerbüchse nicht erklärt, es kommt also hier der Einfluß der Strahlung hinzu, den man rechnungsmäßig mit Hrn. Strahl durch einen vergrößerten Wert von k' berücksichtigen kann.

In Fig. 4 sind außer den Linien ϑ_x und ϑ_x' noch die mittleren Verdampfungen der Kesselabschnitte nach Couche eingetragen. Aus ihnen läßt sich wenigstens angenähert die wirkliche Linie der örtlichen Verdampfung ermitteln, wie sie die Figur zeigt. Diese Linie der wirklichen Verdampfung weicht von den beiden ersten Linien mehr oder weniger ab, und die Linien dieser Abweichungen sind im unteren Teil von Fig. 4 verzeichnet. Bei der Berechnung der Werte der mittleren Verdampfung ϑ der Heizfläche vom Rost an gerechnet gleichen sich die Abweichungen von ϑ_x zum größten Teil aus (Zahlentafel 2 meines Aufsatzes), und es ist möglich, daß dies auch für ϑ_x' der Fall ist. Ich habe diese Abweichungen, die übrigens bei allen übrigen Reihen der Tafel von Couche ähnlich verlaufen, in der Anmerkung am Schlusse meines Aufsatzes aus Gründen, auf die ich hier nicht eingehen kann, durch Wirbelbewegungen der Gase zu erklären versucht, also durch Nebeneinflüsse, die mit dem Hauptgesetz der Wärmeübertragung nicht unmittelbar zusammenhängen. Ich bin in dieser Ansicht bestärkt worden durch eine weitere Durcharbeitung der französischen Versuche, von denen nur ein Teil in meinem Aufsatz berücksichtigt wurde. Es zeigte

Fig. 4.

Zahlentafel 1.

p		1. Abteilung	2. Abteilung	3. Abteilung	4. Abteilung	5. Abteilung
	Heizfläche =	6,37	8,31	8,31	8,31	8,31
	H_x =	6,37	14,68	23,00	31,3	39,6
20	ϑ_v	129,1	43,9	19,40	10,5	6,4
	ϑ_b	130,0	42,6	19,20	10,8	7,0
	φ	− 0,007	+ 0.030	+ 0,010	− 0,028	− 0,086
40	ϑ_v	146,7	62,3	30,1	16,8	10,2
	ϑ_b	147,0	59,8	29,6	17,7	11,8
	φ	− 0,002	+ 0,042	+ 0,016	− 0,055	− 0,135
60	ϑ_v	193,4	79,2	39,5	24,5	15,8
	ϑ_b	193,4	79,4	39,7	23,8	15,88
	φ	—	− 0,002	− 0,005	+ 0,03	− 0,005
80	ϑ_v	212,5	88,5	46,2	25,9	18,3
	ϑ_b	213,2	88.7	44,6	26,75	17,9
	φ	− 0,003	− 0,002	+ 0,036	− 0,032	+ 0,022
100	ϑ_v	218,2	102,5	51,8	31,7	23,2
	ϑ_b	218,0	100,4	53,3	33,1	22,6
	φ	—	+ 0,021	− 0,028	− 0,042	+ 0,026

Die Heizfläche H_x ist vom Rost bis zum Ende des Abschnittes gerechnet.

sich hierbei, daß diese Abweichungen der wirklichen Verdampfung von der ϑ_x-Linie unter gewissen Verhältnissen nahezu verschwinden.

Bei einer weiteren Versuchsreihe der Nordbahn war durch Verkeilen der Hälfte der Siederohre die Heizfläche derselben entsprechend verkleinert worden. Das Ergebnis dieser Versuche ist in der Zahlentafel 1 dargestellt (Couche a. a. O. S. 35). Die Werte ϑ_v stellen die mittlere Verdampfung der Abschnitte auf 1 qm in der Stunde dar. Aus denselben sind wie bei den früheren Versuchen die Werte a und b der Gleichung

$$\vartheta = \frac{a}{b + \frac{H}{R}}$$

für die mittlere Verdampfung der Heizfläche H von 0, also vom Rost an gerechnet, bestimmt; s. Zahlentafel 2. Man könnte nun auch für diese Versuche die Linien von ϑ_x und die der wirklichen Verdampfung wie in Fig. 4 verzeichnen. Die Ab-

Zahlentafel 2.

$p =$	20	40	60	80	100
$a =$	1958	2680	3570	3980	4580
$b =$	7,92	11,16	11,38	11,57	13,9

weichungen beider werden für die zeichnerische Darstellung aber zu gering, deshalb ist in der zweiten Reihe der Zahlentafel 1 in den Werten ϑ_b die mittlere Verdampfung der Kesselabteilungen, wie sie sich rechnungsmäßig aus der letzten Gleichung für ϑ ergibt, dargestellt. Aus dieser findet sich leicht für den n ten Abschnitt

$$\vartheta_b = \frac{ab}{\left(b + \frac{H_n}{R}\right)\left(b + \frac{H_{n-1}}{R}\right)}.$$

Der Vergleich der Zahlen ϑ_v und ϑ_b sowie die Werte ihrer verhältnismäßigen Abweichung $\varphi = \frac{\vartheta_v - \vartheta_b}{\vartheta_b}$ zeigen mit Ausnahme der beiden letzten Werte von φ in den Reihen $p = 20$ und $p = 40$ eine Uebereinstimmung zwischen Versuch und Rechnung, wie sie bei derartigen Versuchen nicht größer zu erwarten ist. Es ergibt sich also, daß die Annahme eines Wärmedurchganges proportional dem Quadrate des Temperaturunterschiedes die Versuchsergebnisse restlos erklärt, und es ist nicht anzunehmen, daß bei den früheren Versuchen die Verdampfung einem andern Gesetz folgen sollte, wenn dasselbe auch durch Nebeneinflüsse andrer Natur eine gewisse Verschleierung erfahren hat. An Hrn. Strahl aber dürfte es jetzt sein, nachzuweisen, daß auch unter seinen Voraussetzungen die Versuchswerte ϑ_v der Zahlentafel 1 sich mit hinreichender Genauigkeit wiedergeben lassen.

Zu welchen Folgerungen übrigens die Annahme des Wärmedurchganges nach der ersten Potenz führt, zeigt folgende Rechnung.

Für diese Annahme ist

$$k'(T_x - t) = \lambda \vartheta_x', \text{ also } k' = \lambda \frac{\vartheta_x'}{T_x - t}.$$

Für das Beispiel in Fig. 3 und 4 ist die wirkliche Verdampfung

in der Feuerbüchse (Mittel) 190
am Anfang der Rohre 112
» Ende » » 11

Für die Temperatur der Heizgase T_x finde ich an denselben Stellen

Feuerbüchse (Mittel) angenähert $\frac{1509 + 1090}{2}$ . . . . 1300°
Rohranfang . . . . 1090°
Rohrende . . . . 398°,

also für $T_x - t$ dementsprechend bei $t = 160°$

1140° . . . . . . 930° . . . . . . 238°
und bei $\lambda = 620$ $k' = 103$ . . . . . . 74,6 . . . . . . 28,6.

Es zeigt sich also die Durchgangszahl k' auch in den Rohren ganz veränderlich und durch einen festen Mittelwert nicht ersetzbar. Die wirkliche Verdampfungslinie fällt eben auch in den Rohren viel zu steil ab und ist zu stark gekrümmt, um sich durch die Linie der Exponentialfunktion annähern zu lassen. Hr. Strahl kann dies leicht feststellen, wenn er durch zwei Punkte dieser Linie eine Linie von seiner Form, also der Gleichung

$$\vartheta_x = a_1 e^{-b_1(H_x - H_1)}$$

hindurchlegt, deren Festwerte a_1 und b_1 durch diese beiden Punkte leicht bestimmbar sind. Die Störungen, welche die Wärmeübertragung bei diesen ersten Versuchen durch die besprochenen Einflüsse erleidet, verschleiern allerdings auch hier das Gesetz der Veränderlichkeit von k'. Würde Hr. Strahl diese Rechnung für die zweite Art der Versuche durchführen[1]), so würde er finden

$$k' = k(T_x - t),$$

also den Wärmedurchgang

$$k'(T_x - t) = k(T_x - t)(T_x - t) = k(T_x - t)^2,$$

proportional dem Quadrate von $T_x - t$.

Hochachtungsvoll

Aachen, den 9. Juli 1912. O. Köchy.

—

Sehr geehrte Redaktion!

Weder die Darstellung noch die Berechnung der Werte für die örtliche spezifische Verdampfung ϑ_x' und die Wärmedurchgangszahl k' in der Erwiderung des Hrn. Köchy kann ich als richtig anerkennen.

Es ist nicht zulässig, die Festwerte in den Formeln, die sich aus der Annahme eines Wärmedurchganges im geraden Verhältnis zum Temperaturunterschiede zwischen Heizgasen und Kesselwasser ergeben, mit Hülfe solcher Werte zu berechnen, die nach der andern Hypothese aus denselben Versuchen ermittelt worden sind.

Hr. Köchy benutzt aber zur Bestimmung der Festwerte a_1 und δ in der allgemeinen Formel für die örtliche spezifische Verdampfung des Rohrbündels unter meiner Voraussetzung

$$\vartheta_x' = a_1 e^{-\frac{1}{\delta}\left(\frac{H_x - H_1}{R}\right)}$$

die Temperaturen und andern Werte, die er nach der andern Theorie aus den Versuchsergebnissen berechnet hat.

Fig. 5.

Dieselben Temperaturen der Heizgase legt er auch der Berechnung der Wärmedurchgangszahl k' zugrunde und kommt natürlich zu dem Ergebnis, daß k' auch innerhalb des Rohrbündels veränderlich ist.

Ermittelt man aber die Temperaturen unter meiner Voraussetzung einer mittleren Wärmedurchgangszahl im Rohrbündel, so wird man natürlich k' auch rückwärts unveränderlich finden. Es kann also, wie gesagt, weder die von

[1]) Für diesen Fall teile ich ihm hier noch die Werte von β mit:

p	20	40	60	80	100	—
β	195,6	308	357	400	428	(Briketts)

Hrn. Köchy berechnete Wärmedurchgangszahl noch die örtliche spezifische Verdampfung richtig sein.

In Fig. 5 habe ich die richtige Linie für die örtliche Verdampfung eingetragen, wie sie sich nach obiger Formel mit den Festwerten $\alpha_1 = 83$ und $\delta R = 31$ ergibt. Es ist möglich, daß mit andern Festwerten eine noch bessere Annäherung an die Beobachtung erreicht wird.

Fig. 6.

Anteile der Heizfläche an der Verdampfung bei dem Versuche der Nordbahn mit zur Hälfte verkeiltem Rohrbündel für 80 mm Unterdruck in der Rauchkammer.

Ob die Linie für die örtliche spezifische Verdampfung in Wirklichkeit so verläuft, wie sie Hr. Köchy aus den beobachteten mittleren Verdampfungswerten näherungsweise darzustellen versucht hat, ist doch sehr fraglich. Darum kann sie meines Erachtens nicht zum Vergleich der mehr oder weniger großen Abweichung von der Beobachtung dienen.

Für einen solchen Vergleich aber eignet sich zweifellos die von mir nach der Beobachtung und der Berechnung dargestellte Linie der verschiedenen Anteile der Heizfläche an der Gesamtverdampfung des Kessels, wenigstens für die durch Beobachtung festgelegten Punkte.

Eine solche Linie habe ich in Fig. 6 auch für die Versuchsreihe der Nordbahn mit zur Hälfte verkeiltem Rohrbündel zu entwerfen versucht, nachdem ich die entsprechenden Festwerte m und δ, s. Fig. 6, aus den Versuchen ermittelt hatte.

Es zeigt sich also auch hier eine befriedigende Uebereinstimmung meiner Berechnung mit der Beobachtung. Die Deutung der Festwerte, die nicht schwer ist, würde hier zu weit führen.

Die Formel am Schlusse der Erwiderung des Hrn. Köchy ist mir unverständlich geblieben.

Ich stelle fest, daß es Hrn. Köchy wohl gelungen ist, die Versuche der französischen Nordbahn für seinen Standpunkt nutzbar zu machen, daß aber auch meine, heute allgemein übliche Ansicht durch dieselben Versuche hinreichend bestätigt ist. Ich wollte mich durch meine Zuschrift vom 2. Juli d. J. nur dagegen verwahren, daß durch die Untersuchungen des Hrn. Köchy das Verdampfungsgesetz der Lokomotive tatsächlich ergründet ist.

Die Entscheidung der Streitfrage, ob der Wärmedurchgang proportional der ersten oder zweiten Potenz des Temperaturunterschiedes zwischen Heizgasen und Kesselwasser erfolgt, muß weiteren wissenschaftlichen Versuchen an ruhenden Lokomotiven überlassen werden. Hierzu wird sich voraussichtlich in nächster Zeit Gelegenheit bieten.

Die Verwaltung der preußischen Staatseisenbahn wird demnächst Verdampfungsversuche an einem ruhenden Kessel einer Lokomotive in Verbindung mit Temperaturmessungen der Heizgase an verschiedenen Stellen der Heizfläche anstellen.

Hochachtungsvoll

Königsberg i. Pr., den 15. Juli 1912. Strahl.

Sehr geehrte Redaktion!

Ich verzichte meinerseits auf eine weitere Entgegnung, da die Erörterung doch endlich ein Ende nehmen muß, und verweise im übrigen nur auf meine Bemerkung in der ersten Erwiderung, daß es nicht möglich ist, die Linie der örtlichen Verdampfung, insbesondere bei den Versuchen mit teilweise geschlossenen Rohren, durch die Linie der Exponentialfunktion hinreichend genau zu ersetzen, selbst wenn man die Temperaturen dieser letzteren Linie gemäß bestimmen wollte. Uebrigens sind zur Bestimmung der wahrscheinlichsten Gleichung dieser Linie diese Temperaturen nicht notwendig.

Hochachtungsvoll

Aachen, den 19. Juli 1912. O. Köchy.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandsrates am 8. und 9. Juni 1912 in Stuttgart.

(Fortsetzung von S. 1388)

13) Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Hr. Frölich als Berichterstatter: Der vom V. d. I. eingesetzte Ausschuß hatte die seinerzeit zu dem Entwurf der Regeln eingelaufenen Aeußerungen der Bezirksvereine beraten und einen neuen Entwurf aufgestellt.

Dieser Entwurf ist in zweitägiger Verhandlung unter Hinzuziehung von Vertretern derjenigen Bezirksvereine, welche sich besonders an der Kritik des Entwurfes beteiligt hatten, durchberaten worden. Außerdem waren eine Anzahl Maschinenfabriken, welche besondere Erfahrungen auf diesem Sondergebiete haben, gebeten worden, Vertreter zu entsenden.

Das Ergebnis dieser Beratung ist eine neue Fassung des Entwurfes. Der Wortlaut dieses neuen Entwurfes konnte nicht so rechtzeitig fertiggestellt werden, daß er den Bezirksvereinen noch zur Beratung vorgelegt werden konnte.

Auch nach der eingehenden Aussprache unter den Ausschußmitgliedern blieben immer noch einige Punkte übrig, in denen die Ansichten der Fachleute soweit auseinander gingen, daß eine Einigung nicht herbeizuführen war; sondern es mußte ein Mittelweg gesucht werden, auf dem sich die entgegenstehenden Meinungen zunächst einigten, und es bedarf weiterer Versuche, um genügend Klarheit zu schaffen und auch diese entgegenstehenden Ansichten zum Ausgleich zu bringen.

Der Ausschuß ist zu der Ueberzeugung gekommen, daß der Entwurf noch gewisse Mängel enthält. Wir sehen aber keine Möglichkeit, durch weitere theoretische Erörterungen die Sache zu fördern, sondern was uns fehlt, das sind praktische Versuche. Infolgedessen richtet der Ausschuß an den Vorstandsrat und die Hauptversammlung die Bitte, es möchte dieser Entwurf als vorläufiger Entwurf der Praxis mit der Bitte übergeben werden, die Praxis möchte sich möglichst seiner bedienen und alle die Erfahrungen, die in bezug darauf gesammelt werden, dem Ausschuß zufließen lassen. Er hofft, daß auf diese Weise die strittigen Punkte, die sich heute noch ergeben werden, im Laufe von zwei oder drei Jahren ihre Klärung finden, und daß dann ein Wortlaut für den Entwurf festgestellt werden kann, der von der Uebereinstimmung aller sachverständigen Meinungen getragen ist.

Die Versammlung beschließt demgemäß.

14) Antrag des Vorstandes auf Gewährung von Stiftungen für Schüler zum Besuch des Deutschen Museums.

Hr. Taaks als Berichterstatter: Auf der Jahresversammlung des Deutschen Museums zu München im Herbst 1911 wurde angeregt, man möge bei dem Deutschen Museum Stiftungen errichten, die den Zweck haben, jungen Leuten

den Besuch der Sammlungen des Museums zu erleichtern, auch in dem Falle, daß diese jungen Leute nicht in München wohnen. Es wurden dann auch gleich in dieser Versammlung reiche Beiträge gestiftet. Es lag nahe, daß man im Vorstande des Vereines deutscher Ingenieure erwog, ob es nicht auch angezeigt erscheint, daß der Verein deutscher Ingenieure zu diesen Stiftungen seinerseits beiträgt. Es ist daraus dann der Beschluß hervorgegangen, dem Vorstandsrat zu empfehlen, er möge für diesen Zweck 10000 ℳ bewilligen.

Die Verwendung dieser Gelder ist in der Weise geplant, daß die Summe dem Deutschen Museum zur Verfügung gestellt wird. Die Verwaltung des Deutschen Museums wird vorsorgen, daß die jungen Leute, die auf Grund solcher Beihülfen nach München kommen, dort in angemessener Weise für mäßiges Geld Unterkunft finden, und es ist ausgerechnet worden, mit welchen Kosten etwa aus den verschiedenen Teilen des deutschen Vaterlandes die jungen Leute einen 4- bis 5tägigen Aufenthalt in München nehmen können. Es ist dann die Absicht, daß die Verwaltung des Deutschen Museums die Verschiedenheit der finanziellen Forderungen in der Weise ausgleicht, daß sie aus ihren verfügbaren Mitteln dem einen etwas mehr, dem andern etwas weniger gewährt, je nach der Entfernung, die er zurückzulegen hat, und den ihm daraus erwachsenden Unkosten.

Zu dieser Anregung haben sich 42 Bezirksvereine geäußert, und zwar 39 zustimmend.

Es hatten sich einige Bezirksvereine dafür ausgesprochen, daß die Bewilligung durch die Bezirksvereine oder auf Antrag der Bezirksvereine gehen soll, und zwar sind die meisten derartigen Anträge von der Voraussetzung ausgegangen, daß die Bewilligung unmittelbar an die Schüler gehen soll. Der Vorstand ist aber der Meinung, daß es richtiger sei, die Bewilligung nicht unmittelbar den Schülern zu überweisen, weil es für den Verein deutscher Ingenieure schwer sein würde, die richtige Auswahl zu treffen. Der Vorstand ist vielmehr der Meinung, daß die Bewilligung an bestimmte Schulen gehen soll, die dann die Schüler zu bestimmen haben.

Es kommt dann noch die Frage: welche Arten von Schulen sollen es sein, und da war es die Ansicht des Vorstandes, daß vor allen Dingen die Prämien zu gewähren sind an die Absolventen von vorbereitenden Schulen, Realschulen, Oberrealschulen, Gymnasien usw., also an solche junge Leute, die gewissermaßen vor der Frage stehen: wollen wir ins technische Fach, in welcher Richtung, haben wir genügendes Interesse dafür?

So lag die Sache, als zu Anfang dieses Jahres Hr. v. Miller Vorsitzender wurde. Er fand diese Sachlage fertig vor. Er hat uns aber im Vorstande mitgeteilt, daß er den Vorschlag machen möchte, diese Bewilligung nicht in Höhe von 10000 ℳ zu machen, sondern dafür nur 5000 bis 6000 ℳ einzusetzen. Der Grund liegt darin, daß reiche Mittel hierfür inzwischen bereits, von privater Seite namentlich, bewilligt worden sind, und darin, daß sich schließlich auch einmal eine andre Verwendung für die überschüssigen Mittel finden mag.

Der Vorstand hat dieser Beschränkung der Mittel zugestimmt und beantragt nunmehr, daß man für die angegebenen Zwecke dem Deutschen Museum 6000 ℳ überweisen möge, ferner daß die Vergebung der Stipendien an die Schulen durch den Vorstand erfolgt, und zwar in der Regel bei Gelegenheit der Hauptversammlung. Bei der Vergebung sollen Vorschläge oder Anträge der Bezirksvereine immer tunlichst berücksichtigt werden, und es ist gedacht, daß die zu wählende Schule, der die Ueberweisung eines Stipendiums zugedacht ist, wohl aus dem Gebiete des Bezirksvereins genommen werden könnte, in dessen Bereich die Hauptversammlung stattfindet. Damit wird dann zugleich einem von einigen Seiten geäußerten Wunsch entsprochen, daß eine Verteilung über das ganze Vaterland in die Wege geleitet werde.

Hr. Schöttler: Im Braunschweiger Bezirksverein wurde angeregt, es möchte diese Stiftung doch nicht auf Schüler beschränkt werden, sondern man möchte sie vielmehr in der Hauptsache Studierenden von Hochschulen und jüngeren Mitgliedern des Vereines zuwenden. Nach den Ausführungen des Hrn. Taaks bin ich aber allerdings kaum noch in der Lage, diesen Wunsch hier weiter zu vertreten. Ich fürchte, durch Berücksichtigung dieses Wunsches würde die Sache eigentlich in ein andres Fahrwasser hineingeleitet werden, und es ist mir um so leichter, von diesem Wunsche des Braunschweiger Bezirksvereines abzusehen, als durch Antrag des Vorsitzenden des Deutschen Museums selbst die Summe, die wir aufwenden wollen, wesentlich beschränkt worden ist.

Ich kann deshalb nur empfehlen, der Anregung des Vorstandes zu folgen, ohne den Antrag in der von mir angedeuteten Weise abzuändern.

Hr. Thieme: Auch der Thüringer Bezirksverein hat sich ablehnend dazu verhalten, Stipendien an Schüler von Lehranstalten zu vergeben. Er möchte seinen Standpunkt damit begründen, daß er es nicht für wünschenswert hält, durch die Stipendien bei jungen Leuten erst das Interesse für das technische Studium zu erwecken; er hält es für viel wünschenswerter, daß ein schon vorhandenes Interesse, das dadurch zum Ausdruck kommt, daß die jungen Leute bereits zum Studium der Technik übergegangen sind, weiter gefördert wird. Wenn man junge Leute, die vorläufig noch nicht wissen, welchem Berufe sie sich zuwenden sollen, darin unterstützt, zur Technik überzugehen, so fürchten wir, daß damit der technische Beruf, der an sich schon überfüllt genug ist, noch eine weitere Ueberfüllung künftig durch uns selbst bekommen würde.

Hr. Wagner: Der Breslauer Bezirksverein hat den Wunsch, nur Schüler technischer Mittelschulen und ähnlicher Anstalten berücksichtigt zu sehen. Er ist dazu aus den gleichen Gründen gekommen wie der Vorredner. Nach den Ausführungen des Hrn. Taaks ziehen wir aber den Antrag zurück.

Hr. Kruft: Der Leipziger Bezirksverein hat den Wunsch geäußert, daß diese Stipendien in erster Linie für Söhne von Mitgliedern des Vereines deutscher Ingenieure in Frage kommen.

Hr. Klein: Der Hannoversche Bezirksverein war der Meinung, daß zweckmäßig die Gewährung der Stipendien nicht nur auf die Realschüler usw. beschränkt werden sollte, sondern daß man sie auch jüngeren Fach- und Hochschülern zukommen lassen sollte. Vielleicht kann das in der Weise geschehen, daß man den Schulen der ersterwähnten Art das Vorrecht läßt, aber daneben auch junge Leute berücksichtigt, die bereits das Studium der Technik ergriffen und die die erste Prüfung gemacht haben.

Hr. Wendt: Der Pommersche Bezirksverein wünscht, daß das Kapital, welches für den Besuch des Deutschen Museums gestiftet wird, dem Verein als solchem erhalten bleibt. Es könnte ja der Fall eintreten, daß künftig einmal keine Veranlassung mehr vorliegt, derartige Stipendien einzusetzen. Daß ein solcher Fall tatsächlich einmal eintreten kann, geht daraus hervor, daß, wie Hr. v. Miller selbst gesagt hat, so viele Mittel zur Verfügung stehen, daß unsere Gelder zum Teil zu andern Zwecken Verwendung finden könnten. Deswegen beantrage ich, dieses Kapital dem Verein deutscher Ingenieure zu erhalten und lediglich die Zinsen von 5000 bis 6000 ℳ dem Deutschen Museum zur Verwendung in dem angegebenen Sinne zu überweisen.

Hr. Heil: Ich möchte kurz die Bedenken entkräften, als ob diese Stipendienstiftung vielleicht zur Ergreifung des technischen Berufes anreizen könnte. Das kann man bei einer Stiftung, die jährlich vier Schülern zugute kommt, wohl nicht gut annehmen. Wenn dennoch bei den vier Schülern eine Wirkung in dieser Richtung eintritt, können wir sehr zufrieden sein, denn diese vier Schüler werden sehr scharf ausgewählt. Wenn diese dann, statt Juristen, Theologen oder Philologen, Ingenieure werden, so haben wir die Gewißheit, in bezug auf die Auswahl dieses Nachwuchses einigermaßen vorsichtig gewesen zu sein.

Vorsitzender: Der Antrag, dem Deutschen Museum anstatt des Kapitals von 6000 ℳ alljährlich nur dessen Zinsen zu überweisen, ist mit den Satzungen der Reisestiftungen nicht vereinbar, zumal die Absicht dieser Stiftung gerade darin liegt, einen Fonds zu schaffen, der es einzelnen Schulen, Körperschaften usw. ermöglicht, für alle Zeiten in jedem Jahr Schüler nach München zu entsenden. Würde im vorliegenden Falle dieser Grundsatz durchbrochen, so wäre

zu befürchten, daß dann auch andre Körperschaften, Firmen usw. das Gleiche tun, wodurch der Hauptzweck der Stiftung verloren ginge.

Die Ueberweisung der Zinsen statt des Kapitals ist aber auch deshalb nicht möglich, weil die deutschen Eisenbahnverwaltungen für die Inhaber von Reisestipendien des Deutschen Museums besonders weit gehende Fahrpreisermäßigungen vorgesehen haben, die jedoch nur gewährt werden können, wenn es sich um Stipendien handelt, die durch Kapitalstiftungen dauernd festgelegt sind.

Aus diesem Grunde empfehle ich, von vorübergehenden Zuwendungen abzusehen und ein Kapital für dauernde Stipendien dem Deutschen Museum zu überweisen.

Die Personen, denen die Zinsen der von Ihnen gestifteten Stipendien zugute kommen sollen, kann der Verein deutscher Ingenieure im Einvernehmen mit den Bezirksvereinen selbst wählen, oder Sie können auch abwechslungsweise bestimmten Schulen oder Gemeinden, z. B. dem jeweiligen Ort der Hauptversammlung, das Recht geben, die Stipendiaten vorzuschlagen.

Was die Auswahl der Stipendiaten anlangt, so soll hierbei dem Stifter freie Hand gelassen werden, wenn auch Schüler, die vor ihrer Berufswahl stehen, in erster Linie berücksichtigt werden sollen.

Den Wert, den das Studium eines wissenschaftlich-technischen Museums gerade für junge Leute hat, die vor ihrer Berufswahl stehen, habe ich aus eigener Erfahrung kennen gelernt, als ich als junger Mann das Conservatoire des Arts et Metiers besuchte, und es war gerade die hierbei gewonnene Erfahrung, welche mich bestimmte, vor einem Jahre die Stiftung von Reisestipendien zum Besuch des Deutschen Museums anzuregen.

Daß im Deutschen Museum ein großer Eindruck auf die jungen Leute erzielt werden wird, läßt sich mit Sicherheit erwarten, denn die jungen Besucher pflegen die Sammlungen schon bisher wirklich eifrig zu studieren, sie machen Aufzeichnungen und Skizzen und suchen sich und andere soviel als möglich zu belehren.

Gerade diese Beobachtungen haben in mir den Wunsch wachgerufen, daß jungen Leuten die Belehrungen und Anregungen des Deutschen Museums auch dann zugute kommen sollten, wenn sie nicht in München wohnen und ihre Eltern nicht über die Mittel verfügen, um sie auf eigene Kosten dahin reisen zu lassen.

Ich glaube, daß es wohl zu den Aufgaben unseres Vereines gehört, junge Leute, die sich technischen Berufen widmen wollen, in ihren Bestrebungen zu fördern, und möchte deshalb auch meinerseits den Antrag stellen, daß Sie die Summe von 6000 ℳ genehmigen.

Hr. Rolin: Ich möchte mich nur dafür aussprechen, daß die Gewährung der Stipendien nicht auf den Ort beschränkt bleibt, in welchem jeweils die Hauptversammlung des Vereines tagt. Würde dies als Grundsatz ausgesprochen, so könnte es vorkommen, daß zum Beispiel Ostpreußen vollständig ausgeschlossen ist, weil dort vielleicht keine Hauptversammlung stattfinden wird.

Der Antrag des Vorstandes wird einstimmig angenommen.

Hr. v. Miller dankt der Versammlung im Namen des Deutschen Museums und versichert, daß dasselbe alles aufbieten wird, um den vom Verein deutscher Ingenieure entsandten Stipendiaten Belehrung und Anregung zu bieten und sie für den etwa gewählten technischen Beruf zu begeistern.

15) Antrag des Ausschusses zur Förderung des Unternehmens der Illustrierten Technischen Wörterbücher.

Hr. Fehlert als Berichterstatter: Der Ausschuß zur Förderung des Unternehmens der Illustrierten Technischen Wörterbücher hat in etwa 1½ Jahren eingehend geprüft, ob die geschäftliche Seite des Unternehmens eine Unterstützung weiterer Kreise als berechtigt erscheinen läßt, und ferner, ob die technische Herstellung der Wörterbücher, insbesondere die Herstellung der Wortübersetzungen, in richtiger Weise erfolgt. Mit der Prüfung dieser Aufgabe hat sich besonders Hr. Geheimrat Dr. v. Dyck, Professor an der Technischen Hochschule in München, sehr eingehend beschäftigt und darüber dem Ausschuß einen ausführlichen Bericht erstattet. Ich habe persönlich einen Tag in München zugebracht, um mich besonders über die technische Herstellung der Wortübersetzungen zu unterrichten. In dem Ausschuß hat dann eine Aussprache darüber stattgefunden, inwieweit die Herstellung der Wortübersetzungen den wissenschaftlichen Anforderungen entspricht.

Auf Grund dieser Prüfung der geschäftlichen und technischen Verhältnisse hat der Ausschuß sich davon überzeugt, daß eine Unterstützung des Unternehmens erforderlich ist, wenn es nach dem bisherigen Umfange durchgeführt werden soll.

Die Unterstützung soll in der Voraussetzung gewährt werden, daß tatsächlich der für die Herausgabe der Werke erforderliche Zuschuß zusammenkommt. Von dem Betrage bildet der vom V. d. I. zu leistende Zuschuß nur etwa den siebenten oder achten Teil. Dieser Zuschuß würde nur zu zahlen sein, wenn die größere Summe von andrer Seite aufgebracht würde. Die Unterstützung wird nur für diejenigen Bände gefordert, die sich auf Fachgebiete beziehen, wo von vornherein anzunehmen ist, daß ein großer Absatz nicht erzielt werden kann. Die Kosten für Satz, Druck und Papier werden allein von der Verlagsbuchhandlung getragen, nur ein Teil der Kosten der Redaktion soll von andern getragen werden. Eine Rückzahlung ist allerdings nicht ins Auge gefaßt.

Die Verlagsbuchhandlung erklärt sich bereit, jedem Bezirksverein ein Freiexemplar der Wörterbücher zur Verfügung zu stellen.

Ermäßigungen für Mitglieder des Vereines kann die Verlagsbuchhandlung nur nach Vereinbarung mit dem Buchhändler-Börsenverein zugestehen. Die Verlagsbuchhandlung hat erklärt, daß sie in der loyalsten Weise eine Ermäßigung der Bezugspreise gewähren wird, sobald die Vereinbarungen mit dem Börsenverein dies ermöglichen.

Der Vorstand des V. d. I. hat einstimmig auf Grund der Aeußerungen der Bezirksvereine beschlossen, den Antrag zu stellen:

> Der Verein wolle eine angemessene Summe, etwa 10000 bis 15000 ℳ jährlich, als Zuschuß zu den Kosten für die Herstellung der Wortpositionen bewilligen.

Nach einer Erklärung, die der Herr Vorsitzende des Wissenschaftlichen Beirates gegeben hat, erscheint es bedenklich, dem Wissenschaftlichen Beirat gewissermaßen den Auftrag zu erteilen, nach der oder jener Richtung hin zu wirken, und infolgedessen hat der Vorstand beschlossen, den Antrag 2 wie folgt abzuändern:

> Der Verein empfiehlt seinen Mitgliedern, das Unternehmen der Internationalen Technischen Wörterbücher zu unterstützen.

Hr. Klein: Der Hannoversche B.-V. ist mit der Unterstützung der Illustrierten Technischen Wörterbücher und insbesondere mit der von Herrn Fehlert soeben gegebenen Begründung durchaus einverstanden. Es erscheint uns aber nicht richtig, eine Bewilligung auf Jahre hinaus zu gewähren, ohne gleichzeitige Festlegung der Gegenleistung. Wir halten es für zweckmäßiger, eine bestimmte Summe für jeden neu erschienenen Band zu bewilligen.

Nach dem Voranschlage sollen die 19 Bände von 44000 Wörtern in 15 Jahren herauskommen, das würden bei einer jährlichen Bewilligung von 10000 ℳ insgesamt 150000 ℳ sein, auf jeden Band kämen also 7800 ℳ, die widerruflich bewilligt werden könnten.

Hr. Zimmermanns: Der Antrag 2) in der veränderten Fassung erregt unsere Bedenken nicht in dem Maße, wie das bei der ursprünglichen Fassung der Fall war. Es steht selbstverständlich nichts im Wege, jedem einzelnen Vereinsmitgliede zu empfehlen, sich an der Unterstützung der Illustrierten Technischen Wörterbücher zu beteiligen. Es darf daraus aber nicht der Schluß gezogen werden, daß dem Wissenschaftlichen Beirat des Vereines deutscher Ingenieure als solchem hierdurch und hierbei eine besondere Aufgabe zufalle, wie es nach der ersten Fassung beabsichtigt war. Dies würde Bedenken bei unserm Bezirksvereine hervorrufen, da es doch etwas ganz andres ist, wenn ein Verein von der Würde und dem Ansehen des Vereines deutscher

Ingenieure sich mit einem derartigen Unternehmen identifiziert, wie wenn lediglich eine Verlagsbuchhandlung mit einem solchen Werke an die Oeffentlichkeit tritt.

Was nun den Antrag 1) angeht, so möchte ich davon ausgehen, daß selbst die Firma eine Unterstützung seitens des Vereines bei dem Erscheinen der folgenden Auflagen nicht als notwendig hinstellt. Ich glaube, wir sind wohl auch alle darüber einig, daß dies nicht erforderlich werden wird; denn es fällt dabei die Bearbeitung der Wortpositionen und so manches andere weg, so daß sich unseres Erachtens unbedingt ein Gewinn ergeben muß. Die Rentabilitätsberechnung, auf Grund deren unser Verein herangezogen werden soll, stützt sich aber nur auf die erste Auflage.

Der Aachener B.-V. ist daher der Ansicht, daß eine Beihülfe des Vereines deutscher Ingenieure überhaupt nicht erforderlich ist, daß diesem aber, wenn er sich an dem Risiko der ersten Auflage beteiligt, zum mindesten die Möglichkeit gegeben sein muß, die Mittel, die er hierfür aufwendet, später gegebenenfalls zurückzuerhalten.

Wir verkennen dabei keineswegs die Schwierigkeit, eine Formel zu finden, die dieses geschäftliche Verhältnis richtig zum Ausdruck bringt.

Anderseits ist das Entgegenkommen, daß die Verlagsbuchhandlung dadurch bezeugen will, daß sie jedem Bezirksvereine ein Exemplar anbietet, doch gar zu gering. Wenn sie ferner sagt, es sei ihr durch eine Abmachung unmöglich, auf die Exemplare, die sie Vereinsmitgliedern liefert, einen Nachlaß zu geben, so wäre sie doch jedenfalls in der Lage, den einzelnen Bezirksverein bei Bezug einer gewissen Anzahl von Bänden eine entsprechende Anzahl von Freiexemplaren zu gewähren, was durch die Beihülfe des Vereines voll und ganz gerechtfertigt sein dürfte.

Aus diesen Erwägungen heraus hat der Aachener B.-V. folgenden Antrag gestellt:

Die Bewilligung einer jährlichen Unterstützung wird abgelehnt. Sollte indessen die begründete Befürchtung vorliegen, daß das Unternehmen infolge dieser Stellungnahme des Vereines deutscher Ingenieure scheitert, so soll gegen eine entsprechende Gegenleistung der Firma Oldenbourg, welche von dieser zunächst zu präzisieren wäre, von Jahr zu Jahr eine angemessene Summe bewilligt werden.

Hr. Schulte: Der Oberschlesische Bezirksverein hat in seiner Sitzung nach längerer Beratung einstimmig beschlossen, den vorliegenden Antrag des Vorstandes abzulehnen.

Der Oberschlesische Bezirksverein hat nicht vergessen, welche bedeutenden Opfer der Verein deutscher Ingenieure schon für ein technisches Wörterbuch gebracht hat, und wir haben uns gewundert, daß nach kaum 3 Jahren jetzt wieder ein Antrag vorliegt, der uns immerhin auf viele Jahre festlegen wird. Denn wenn wir auch sagen, vorläufig auf 5 Jahre, so liegt auf der Hand, daß, wenn wir erst einmal daran mitgearbeitet haben, wir nachher, wenn neue Schwierigkeiten auftreten, das Unternehmen nicht im Stich lassen können. Und es ist doch zu bedenken, daß bei der augenblicklichen finanziellen Lage des Vereines, wo wir noch gar nicht wissen, wieviel hunderttausend Mark wir für die Pensionskasse ausgeben müssen, ein Beschluß gefaßt wird, dessen pekuniäre Folgen wir nicht absehen können.

Wir haben auch mit viel weniger Ausgaben für das Technolexikon gerechnet und haben nachher erkannt, daß es über unsere Kräfte geht. Das jetzige Unternehmen hat mit 1,50 ℳ pro Wortposition gerechnet. Nachdem einige Bände fertiggestellt waren, stellte sich heraus, daß die Kosten für die Wortposition auf 10 ℳ angewachsen sind. Es sind jetzt noch etwa 200 000 Wortpositionen zu bearbeiten. Das würde eine Ausgabe von 2 Millionen ausmachen. Von diesen 2 Mill. ℳ sollen 60 vH, also 1,2 Mill. ℳ, die Beteiligten aus der Technik und der Industrie und Private aufbringen, zu den 1,2 Mill. ℳ soll der Verein deutscher Ingenieure jedes Jahr 10 000 ℳ ausgeben, das heißt mit andern Worten in 15 Jahren 150 000 ℳ.

Deshalb muß ich davor warnen, daß wir uns auf Jahre hinaus festlegen. Wir greifen da eigentlich den Rechten des zukünftigen Vorstandsrates vor; er könnte uns später den Vorwurf machen: Ihr habt uns wieder jahrelang durch eure Beschlüsse festgelegt. Wenn wir einen Zuschuß bewilligen wollen, dann höchstens für ein Jahr.

Nun kommen doch aber auch andre große Verbände in Frage, und von den andern Verbänden hören wir nichts. Der Verein deutscher Ingenieure hat wirklich für technische Wörterbücher genug getan, und nun könnten auch einmal andre Verbände zeigen, daß sie auch zu Opfern bereit sind.

Ich möchte deshalb den Antrag stellen, daß einmal zuerst auf ein Jahr ein Beitrag bewilligt wird und daß die späteren Bewilligungen davon abhängig gemacht werden, wie sich die andern Verbände dazu stellen und wie sich das Unternehmen weiter entwickelt.

Hr. Taaks: Der Vorstand hat nach reiflicher Ueberlegung einen wohl verklausulierten Vorschlag gemacht, der erstens dahin geht, was ich Hrn. Zimmermanns gegenüber zu betonen habe, daß wir uns in bezug auf unsere Mitarbeit durch den Wissenschaftlichen Beirat nicht binden wollen. Wir wollen sagen, der Verein empfiehlt seinen Mitgliedern, die Illustrierten Technischen Wörterbücher zu unterstützen. Ob wir das wollen oder nicht, hängt doch sicherlich von der Frage ab, ob wir das Unternehmen für unterstützungswert halten, und das allgemeine Urteil geht unzweifelhaft dahin, daß die Illustrierten Technischen Wörterbücher gut sind. Nun, wenn wir jetzt sagen, wir fordern unsere Mitglieder auf, dieses Unternehmen nach Kräften zu unterstützen, dann ist das doch wohl die bescheidenste Art, in der man sich dazu stellen kann.

Was dann das andre anbetrifft, so muß ich namentlich dem Herrn Vorredner gegenüber sagen, er hat überhört, was Hr. Fehlert ausdrücklich erwähnt hat: wir knüpfen die Bewilligung von 10 000 ℳ an die Voraussetzung, daß von andrer Seite mindestens 50 000 ℳ bewilligt werden. Auch nach dieser Richtung hin haben wir also die größte Vorsicht walten lassen. Wir haben tatsächlich einige, wenn auch betrübende Erfahrungen, und aus diesen heraus und auf Grund eingehender weiterer Studien des Ausschusses wissen wir ganz genau, daß das Unternehmen kein lukratives sein kann. Die Frage stellt sich so: wir wissen genau, daß das Unternehmen ins Stocken kommt, wenn die Zuschüsse nicht geleistet werden. Von unserer Unterstützung hängt mehr oder weniger der Fortgang des Unternehmens ab. Mit einer einjährigen Bewilligung ist der Verlagsbuchhandlung nicht gedient. An den Vorbereitungen eines Bandes wird jahrelang gearbeitet. Daher sind verschiedene Bände gleichzeitig in Arbeit. Wenn wir also eine Barunterstützung überhaupt leisten wollen, dann sind wir gezwungen, wenigstens für einige Jahre oder für eine Anzahl von Bänden uns festzulegen.

Wir haben durchaus freie Hand, nicht bloß theoretisch, sondern wirklich auch praktisch, zurückzutreten von weiteren Verpflichtungen, wenn wir innerhalb dieser 5 Jahre einsehen müßten, daß das Unternehmen nicht auf der Höhe bleibt. Diese Möglichkeit liegt in der ganzen Organisation der Internationalen Technischen Wörterbücher. Hier hat jeder Band einen gewissen Wert, auch wenn die weiteren Bände nicht folgen. Darum ist es möglich, daß die Firma Oldenbourg weitere Bände nicht mehr herausgibt, wenn sie rechtzeitig benachrichtigt wird, daß ihr die Unterstützung entzogen wird. Wir sind tatsächlich in der Lage, mit einer solchen Bewilligung Schluß zu machen, sobald der Fortgang des Unternehmens uns zu der Ueberzeugung bringt, daß das von unserm Standpunkt aus berechtigt ist.

Der Hannoversche Antrag ist an sich recht überlegt und wohl durchdacht. Es kann sein, daß in einem Jahr zwei bis drei Bände herauskommen. Während bei unserm Vorschlage mit regelmäßigen Jahressummen im Durchschnitt gerechnet wird, würden wir also dann mit unregelmäßigen Bewilligungen zu rechnen haben. Das hat immerhin einige Unbequemlichkeiten für die Aufstellung des Haushaltplanes. Vor allen Dingen liegt aber die Schwierigkeit auf der andern Seite, daß, wie ich schon erwähnt habe, diese Arbeit überhaupt nicht anders zu machen ist, als daß man verschiedene Bände gleichzeitig vorbereitet und sie dann auch rasch erscheinen läßt. Wir würden dadurch, daß wir die Bewilligung in der von Aachen gewünschten Form aussprechen, ein großes Maß von Unsicherheit für das Unternehmen hintragen. Dieser

Umstand läßt es mir möglich erscheinen, von der an sich wohl überlegten Form abzuweichen und dem Vorschlage des Vorstandes zu folgen.

Gegenleistungen, die gewünscht wurden, und die auch in den Bezirksvereinen hier und da besprochen worden sind, sind selbstverständlich vom Vorstande durchaus nicht vergessen worden. Es ist das auch im Ausschuß eingehend behandelt worden. Wir sind aber zu der Ueberzeugung gelangt, daß unsere Bewilligung auch zu geschehen hat, wenn wir auf Gegenleistungen verzichten müßten, ferner, daß in der Tat für die Firma Oldenbourg für die Bewilligung einer solchen, wie sie gewünscht wurde, wesentliche Schwierigkeiten vorliegen, und weiter, wie ich schon gesagt habe, daß das ganze Unternehmen kein derartiges ist, daß die Verlagsbuchhandlung viel Geld herausziehen kann.

Also ich glaube immerhin, behaupten zu dürfen, daß die Anträge des Vorstandes wohl überlegt sind. Wir könnten auch einen Vorbehalt dem Antrage ausdrücklich hinzufügen, indem wir sagen: der Verein wolle eine angemessene Summe, etwa 10000 bis 15000 ℳ jährlich, als Zuschuß zu den Kosten für die Herstellung der Wortpositionen bewilligen unter der Bedingung, daß von andern Vereinen mindestens jährlich 50000 ℳ aufgebracht werden.

Der zweite Antrag bedarf meines Erachtens in seiner vorsichtigen, bescheidenen Fassung keiner weiteren Begründung.

Hr. Wendt: Nach den bisherigen Ausführungen habe ich mich davon überzeugen lassen, daß es wohl wünschenswert ist, die gute Idee zu unterstützen. Trotzdem ist es meines Erachtens berechtigt, die Frage aufzuwerfen, wer hat am meisten von der Entwicklung der Internationalen Technischen Wörterbücher, Deutschland oder das Ausland? Es ist nämlich gar nicht ausgeschlossen, daß gerade das Ausland den größten Nutzen aus ihnen zieht. Wir haben in Deutschland so viel Sprachkundige, die in der Lage sind, an Hand guter Wörterbücher das Nötige zu übersetzen. Ich glaube, daß das Ausland sich in einer viel schwierigeren Lage befindet. Entschließen wir uns trotzdem zu einer Unterstützung des Unternehmens, so wäre jedenfalls noch genau festzulegen, unter welchen Bedingungen und in welcher Form das vom Vorstande vorgeschlagene Geschenk zur Auszahlung zu kommen hat. Ich beantrage daher, dem Unternehmen der I. T. W. nach dem jeweiligen Erscheinen neuer Bände 1 ℳ für die Wortposition als Zuschuß zu zahlen, mit der Beschränkung, daß nicht mehr als 10000 ℳ für ein Jahr und im ganzen nicht mehr als 50000 ℳ gezahlt werden, und unter der Bedingung, daß von andern Verbänden etwa der vierfache Zuschuß des unsrigen aufgebracht wird. Wir müssen uns ferner das Recht vorbehalten, daß wir auf dem laufenden erhalten werden über die Höhe der Auflage und über die Größe des Absatzes im Inland und im Ausland.

Hr. Thieme: Der Thüringer Bezirksverein ist bei seinen Beratungen zu denselben Erwägungen gekommen wie der Hannoversche Bezirksverein, daß also prozentual der Wortzahl ein gewisser Beitrag zu vergüten sei. Nach den Ausführungen, die wir heute hier gehört haben, halte ich es sogar für wünschenswert, daß wir weitergehen und auch noch eine gewisse Sicherheit für eine teilweise Erstattung des von uns verauslagten Betrages erhalten, und zwar dadurch, daß bei neuen Auflagen ein gewisser Betrag an uns zurückerstattet wird.

Was weiterhin den Einwurf des Oberschlesischen Bezirksvereines betrifft, daß wir unsern künftigen Vorstandsrat nicht binden dürfen, so können wir das so festlegen, daß wir nur jährlich eine bestimmte Summe einsetzen. Mit dem Ausdruck »widerruflich« ist der Vorstand und jeder künftige Vorstand sofort entlastet. Man kann für eine bestimmte Wortzahl eine bestimmte Summe geben; die Gesamtsumme darf aber dann nicht überschritten werden, auch wenn in einem Jahr etwa für 11000 ℳ Arbeit geleistet worden ist. Was in dem einen Jahr mehr verbraucht wird, wird sich in dem andern Jahr wieder ausgleichen.

Hr. Schöttler: Man kann über den Wert der Wörterbücher doch wohl verschiedener Meinung sein. Die Mehrzahl der Beurteiler allerdings steht auf dem Standpunkt, daß sie in jeder Beziehung vorzüglich sind.

Ich will aber auf eine Kritik nicht weiter eingehen. Ich möchte nur auf eines aufmerksam machen, worin, glaube ich, alle Beurteiler einig sind, das ist der Umstand, daß diese Wörterbücher, wenn sie in hinreichender Zahl vorliegen werden, eine sehr gute Grundlage bilden werden für die Schaffung eines Technolexikons, wie es uns früher vorgeschwebt hat. Insofern glaube ich aber auch, daß, selbst wenn man den technischen Wörterbüchern, wie sie heute sind, kritisch gegenübersteht, es doch gerechtfertigt ist, sie zu unterstützen. Ich halte das gewissermaßen für einen Wechsel auf die Zukunft, und ich gebe immer die Hoffnung noch nicht auf, daß wir doch endlich einmal zu einem Wörterbuch kommen werden, das allgemeine Billigung findet und das in der Art ausgeführt ist, wie es uns früher vorgeschwebt hat.

Was nun aber den Antrag auf Unterstützung anbetrifft, so bin ich der festen Ueberzeugung, daß es auf gar keine andre Weise geht, als daß wir die Unterstützung von vornherein für eine Reihe von Jahren ausgeben; eine jährliche Unterstützung würde dem Unternehmen wahrscheinlich sehr wenig helfen. Da nun die Unterstützung, die wir geben wollen, an die Bedingung geknüpft ist, daß sie überhaupt nur den fünften oder sechsten Teil von dem bildet, was im ganzen gegeben werden muß, so halte ich die Sache auch nach dieser Richtung hin für unbedenklich.

Aber wenn wir etwas tun wollen, dann wollen wir es ganz und voll tun, und vor allen Dingen von jeder Gegenleistung absehen. Das Geld, das wir heute bewilligen, müssen wir als ausgegeben betrachten und müssen nicht glauben, daß wir dafür noch etwas andres erwerben könnten, als daß eben die Wörterbücher weiter erscheinen in der Weise, wie sie bisher erschienen sind. Besondere Vorteile für uns dabei herauszuschlagen, halte ich für ganz und gar verfehlt. Wir müssen diese 50000 ℳ dem Vorstande zur Verfügung stellen. Es ist nicht nötig, daß der Vorstand diese 50000 ℳ durchaus ausgibt, oder daß er durchaus in jedem Jahr 10000 ℳ ausgibt; das mag er einrichten, wie er es für zweckmäßig hält. Daß im Vorstande die Meinung herrscht, es sollte nur geleistete Arbeit bezahlt werden, das muß uns genügen, und dem werden wir ja wohl vollständig beistimmen. Wollen wir uns heute hier auf einzelne Bedingungen einlassen, so werden wir zu gar keinem Ziele kommen.

Ich empfehle Ihnen also, wenn Sie überhaupt etwas tun wollen, bewilligen Sie 50000 ℳ für 5 Jahre zur Verfügung des Vorstandes und knüpfen Sie daran keine Bedingungen weiter.

Hr. Sorge: Ich möchte mich ganz entschieden in dem Sinne, wie Hr. Schöttler in seinem letzten Satze ausgeführt hat, auch dafür erklären, daß die Summe zur Verfügung des Vorstandes gestellt wird, mit dem Anheimgeben, diese Gelder zu bewilligen unter Berücksichtigung aller Gesichtspunkte, die in der heutigen Erörterung zum Vortrag gekommen sind. Die Auffassung, daß es sich um ein rein kaufmännisches Unternehmen handelt, kann ich nicht teilen. Zweifellos will die Verlagshandlung zunächst ein Geschäft machen, aber ich glaube, das Geschäft wird nicht bedeutend sein. Ein geschäftlicher Nutzen für die Firma wird vielleicht nur mittelbar dadurch zum Ausdruck kommen, daß das Erscheinen des Werkes in dem Verlage diesem eine gewisse erhöhte Bedeutung gibt.

Gegenüber dem Technolexikon besteht ein wesentlicher Unterschied. Man mag über die bis jetzt erschienenen Bände mehr oder weniger günstig urteilen, es wird aber Niemand verkennen, daß die erschienenen Bände einen Erfolg darstellen und daß man nach diesem Erfolge mit einer gewissen Sicherheit sagen kann, daß das Unternehmen, wenn es weiter durchgeführt wird, auch erfolgreich sein wird.

Ich sehe ferner einen ganz wesentlichen Unterschied darin, daß mit dem alten Technolexikon für den Verein schließlich ein unbegrenztes Risiko verknüpft war, während hier ein ganz begrenztes Risiko besteht. Wir legen uns auf eine bestimmte Summe fest, und ich sehe keinerlei Verpflichtung für den Verein über diese Summe hinaus. Wenn wir zur Unterstützung eines solchen Unternehmens eine Summe auswerfen, würde ich für den Verein auch nicht die leiseste moralische Verpflichtung anerkennen, mehr zu bewilligen, wenn sich die

Erwartungen nicht erfüllen. Ich möchte aber auch bitten, wenn wir die Unterstützung bewilligen, keine zu einschränkenden Bestimmungen daran zu knüpfen, namentlich sie nicht soweit einzuschränken, wie es Hr. Wendt vorhin beantragt hat. Das wäre eine so große Erschwerung, daß die Verlagshandlung unter Umständen sagen würde: Das hilft nichts, dann müssen wir sehen, wie wir allein weiter kommen, oder müssen es aufgeben.

Wir müssen entweder ablehnen, etwas zu geben, oder wir müssen es im ganzen tun und nicht Einschränkungen machen. Wir müssen von vornherein das Vertrauen zum Vorstande haben, daß er keine Bewilligung eintreten lassen wird, die ihm nicht zweckmäßig erscheint und die nicht auch im Interesse des Vereines liegt.

An die Möglichkeit eines Widerrufes der heute zu bewilligenden Summe kann ich nicht recht glauben. Ich kann mir nur sehr schwer eine Lage denken, in der es dem Vorstand möglich wäre, innerhalb dieses Rahmens seine Zusage zurückzuziehen. Es müßte schon ein schwerer Mißerfolg sein, den ich nach den jetzigen Leistungen des Verlages einfach nicht annehmen kann, auch wenn wir geteilter Ansicht darüber sein sollten, ob ganz das erreicht ist, was man anstrebt. Deshalb darf eine einmal gegebene Zusage, mit der die Verlagsbuchhandlung gerechnet hat, nicht zurückgezogen werden. Am liebsten wäre mir der hannoversche Vorschlag gewesen, für den Band eine bestimmte Summe auszuwerfen. Aber ich möchte das auch nur dem Vorstande zur Erwägung anheimgeben.

Hr. Körting: Unter dem Eindruck, daß hier sehr viele andre Pläne entwickelt worden sind und ich auch mit meinen Kollegen vom Niederrheinischen Bezirksverein nicht einer Meinung bin, möchte ich doch sagen, daß mir persönlich der Antrag des Vorstandes sehr sympathisch ist. Wir haben seinerzeit anerkannt, daß für das Technolexikon ein Bedürfnis vorliegt. Jetzt wird uns der Weg gewiesen, zu einem solchen Werk zu kommen. Nun sollten wir auch nicht kleinlich beiseite stehen.

Hr. Meng: Der Dresdner Bezirksverein hat die Bewilligung abgelehnt, und zwar aus folgenden Gründen:

Zunächst stellt sich der Bezirksverein auf den Standpunkt, daß die Sache ein reines Privatunternehmen ist, mit dem der Ingenieurverein gar nichts zu tun hat. Die Firma Oldenbourg hat, wenn ich nicht sehr irre, das Privatunternehmen zu der gleichen Zeit begonnen, als ihr bekannt wurde, daß der Verein deutscher Ingenieure das Technolexikon in Angriff nahm. Sie hat es neben dem Technolexikon begonnen und durchgeführt. Daraus geht hervor, daß sie sich sehr große Hoffnungen auf einen finanziellen Erfolg gemacht hat. Der Erfolg ist nicht in dem gewünschten Maße eingetreten. Nun frage ich: ist wohl der Ingenieurverein dazu da, in solchen Fällen einzugreifen? Das ist nicht der Fall.

Dann frage ich ferner: liegt denn wirklich ein so großes Bedürfnis vor? Wieviel Herren sind in den einzelnen Bezirksvereinen, die auch nur einen Band besitzen? In einer Sitzung des Dresdner Bezirksvereines waren unter etwa 100 anwesenden Mitgliedern drei Herren, welche einen Band besitzen.

Wenn wir hier helfend eingreifen, öffnen wir einfach die Tür für eine große Anzahl von Anträgen ähnlicher industrieller Unternehmungen, die alle zu uns kommen und uns den Nachweis bringen werden: meine Sache ist für den Ingenieur von außerordentlicher Bedeutung.

Wenn die Bedingung jetzt aufgenommen worden ist, daß von andrer Seite mindestens 50 000 ℳ gegeben werden sollen, so ist das eine Bedingung, die sehr schön klingt und die uns möglicherweise davor rettet, die Firma Oldenbourg zu unterstützen. Das ist möglich, aber ich glaube nicht daran. Denn wenn sich schließlich zeigt, daß von andrer Seite weniger gegeben wird, dann kommt wieder der Ausschuß, dem wir den Antrag auf Unterstützung verdanken und appelliert an unser gutes Herz.

Deswegen gibt es nur eine Möglichkeit nach der Auffassung des Dresdner Bezirksvereines, diese Angelegenheit zu erledigen: Wenn wir anerkennen, daß die Herausgabe der technischen Wörterbücher eine wissenschaftliche Forschungsarbeit ist, dann bewilligen wir die Mittel aus den Summen, aus denen der Ingenieurverein alljährlich für wissenschaftliche Forschungen Mittel bewilligt, und genau so wie dort ohne Ansehen der Verwendung in betreff der Einzelheiten. Denn ich kann mir keine Möglichkeit ausdenken, daß wir nachher bei der ganzen Unternehmung eine Art von Ueberwachung ausüben können. Entweder müssen wir der Firma Oldenbourg 50 000 ℳ schenken und ihr überlassen, was sie damit machen will, oder wir müssen es nicht tun.

In der Zusammenstellung finden Sie 19 Stimmen von 46 Bezirksvereinen, die sich gegen den Antrag ausgesprochen haben. Ich bitte Sie, diese sehr erhebliche Minderheit nicht zu unterschätzen.

Der zweite Vorschlag, daß wir den Mitgliedern empfehlen sollen, diese Wörterbücher zu unterstützen, hat praktisch gar keinen Wert, und ich bin der Meinung, daß wir nur Dinge tun sollen, die praktisch einen Wert haben. Eine andere Unterstützung als durch Ankauf der Bücher können die Mitglieder nicht gewähren und eine Ankaufempfehlung können wir nicht beschließen.

Hr. W. Maier beantragt namens des Württembergischen B.-V. und aus den von Hrn. Meng ausgeführten Gründen Ablehnung der Anträge.

Hr. Veith: Wenn hier gesagt worden ist, daß das Technolexikon wünschenswert ist, so möchte ich von meinem Standpunkt aus und nach meiner langjährigen Erfahrung sagen, daß ich es für eine Kulturaufgabe halte, und wenn hier gesagt worden ist, wenn nun ins Ausland mehr verkauft wird als hier in Deutschland, dann hat das Ausland den Vorteil, so möchte ich darauf erwidern: nein, dann haben wir den Vorteil. Denn das Ausland will mit uns verhandeln können. Die Fäden, die uns in wirtschaftlichen Fragen mit dem Auslande verbinden, sind zart und manchmal nicht sichtbar, daß man natürlich nicht ohne weiteres sagen kann: einen weiteren Faden wird das Technolexikon spinnen. Aber meine Ueberzeugung ist, daß es ganz bedeutende Wirkungen haben wird. Wenn das Ausland nicht ein derartiges Technolexikon schafft, so liegt das eben daran, daß wir in der wissenschaftlichen Technik den Vorrang haben.

Die Firma Oldenbourg hat Hervorragendes geleistet. Sehen Sie sich die 11 Bände an, die sie bereits geschaffen hat. Und schließlich fordert sie von uns eigentlich einen ganz kleinen Zuschuß. Sie hat jetzt gesehen, daß sie bei der ganzen Sache keine Seide spinnt und hat sich gesagt, wie jeder Geschäftsmann: Wenn ich weiß, daß ich viel Geld zusetze, so werde ich eben verschiedene weitere Bände, die wenig Aussicht auf Absatz haben, nicht erscheinen lassen. Das würde ich im höchsten Maße bedauern, denn gerade die Vollzähligkeit wird dazu führen, einmal ein ausgezeichnetes Technolexikon zu schaffen, und wenn wir die Pioniere für diese Arbeit sind, dann haben wir schon etwas recht Gutes getan.

Nehmen Sie den Antrag des Vorstandes an ohne jede Einschränkungen. In solchen Sachen kann man der verschiedensten Ansicht sein. Aber schließlich, wo es eben viele Möglichkeiten gibt, da ziehen wir uns doch auf das zurück, was der Vorstand uns vorschlägt. Schenken wir ihm doch das volle Vertrauen, daß er alle die einzelnen Fragen recht gründlich überlegt hat und daß er, wenn er derartige Vorschläge macht, aus seiner innersten Ueberzeugung glaubt, daß er für den Verein etwas Gutes schafft.

Hr. Fehlert gibt einige vertrauliche Aufklärungen über die geschäftliche Lage des Unternehmens.

Es liegen folgende Anträge vor:

Antrag Fehlert: Der Verein bewilligt zur Verfügung des Vorstandes auf fünf Jahre je 10 000 ℳ als Zuschuß zu den Kosten für die Wortübersetzungen.

Antrag Sorge: Der Vorstandsrat stellt dem Vorstand zur Unterstützung des Unternehmens der Illustrierten Technischen Wörterbücher nach Erfolg und Wert seiner Arbeiten einen Betrag von 50 000 ℳ zur Verfügung mit der Maßgabe, sie unter Berücksichtigung der in der Versammlung des Vorstandsrates vorgetragenen Gesichtspunkte zu verwenden, und zwar bis zum Höchstbetrage von 10 000 ℳ für das Jahr innerhalb der nächsten 5 Jahre. Die Bewilligung erfolgt

unter der ausdrücklichen Bedingung, daß von andrer Seite mindestens jährlich 50000 *M* zu dem gleichen Zweck zur Verfügung gestellt werden.

Antrag Schöttler: Der Vorstandsrat beschließt, zur Unterstützung der I. T. W. dem Vorstande für 5 Jahre je 10000 *M* zur Verfügung zu stellen unter der Voraussetzung, daß von andrer Seite 50000 *M* zur Verfügung gestellt werden.

Antrag Zimmermanns: Die Bewilligung einer jährlichen Unterstützung wird abgelehnt. Sollte indessen die begründete Befürchtung vorliegen, daß das Unternehmen infolge dieser Stellungnahme des Vereines deutscher Ingenieure scheitert, so soll gegen eine entsprechende Gegenleistung der Firma Oldenbourg, welche von dieser zunächst zu präzisieren wäre, von Jahr zu Jahr eine angemessene Summe bewilligt werden.

Antrag Winter-Günther: Ich beantrage, den Vorschlag des Ausschusses dahin abzuändern, daß 5000 *M* jährlich auf 5 Jahre bewilligt werden.

Antrag Klein: Ich beantrage namens des Hannoverschen Bezirksvereines, für jeden noch erscheinenden Band 7500 *M* widerruflich zu bewilligen.

Die Herren Fehlert, Klein und Schöttler ziehen ihre Anträge zugunsten des Antrages Sorge zurück.

Der Antrag Sorge wird mit 64 gegen 24 Stimmen angenommen.

16) Antrag des Württembergischen B.-V. betr. Ausbau der technischen Hochschulen.

Hr. Taaks als Berichterstatter empfiehlt, das von den Bezirksvereinen eingelaufene Material dem Deutschen Ausschuß für Technisches Schulwesen zu überweisen.

Im Meinungsaustausch wird betont und anerkannt, daß der durch den Antrag des Württembergischen B.-V. angestrebte Ausbau der technischen Hochschulen als eine selbstverständliche Pflicht der deutschen Regierungen anzusehen ist.

Die Versammlung erklärt sich mit der Ueberweisung des Materiales an den Deutschen Ausschuß für Technisches Schulwesen einverstanden.

17) Antrag des Pfalz-Saarbrücker B.-V. betr. Vorschlagsrecht der Bezirksvereine für die Wahl der Mitglieder der Vorstandes.

Hr. Schöttler als Berichterstatter: Gegen den Grundgedanken des Antrages des Pfalz-Saarbrücker B.-V. wird wohl eine Einwendung nicht gemacht werden können. Es ist selbstverständlich, daß in unserm Verein der Vorstand zusammengesetzt sein muß unter Berücksichtigung der Gegensätze in den verschiedenen Landesteilen unseres Vaterlandes und auch unter Berücksichtigung dessen, daß möglichst jeder Bezirksverein einmal im Laufe der Zeit im Vorstande vertreten ist.

Wenn nun der Vorstand und der Wahlausschuß doch empfehlen, den Antrag des Pfalz-Saarbrücker B.-V. abzulehnen, so geschieht das nur um deswillen, weil wir der Ansicht sind, daß ein Schema, nach dem die Bezirksvereine in alphabetischer Reihenfolge Vorschläge zur Wahl der Mitglieder des Vorstandes des Gesamtvereines machen sollen, nicht durchführbar ist. Schon jetzt hat jeder Bezirksverein das Recht, beliebige Vorschläge dem Wahlausschuß zu unterbreiten. Wir können uns keinen rechten Vorteil davon versprechen, wenn die Bezirksvereine nun in der alphabetischen Reihenfolge zu Vorschlägen aufgefordert werden sollen. Wieviel sollen aufgefordert werden? Soll ein Bezirksverein mehrere Vorschläge machen können? Und was geschieht, wenn der Wahlausschuß einen solchen Vorschlag nicht annimmt? Alles das ist vollständig unbestimmt und schwierig. Ich glaube, das wäre sogar höchst bedenklich, wenn wir einen Bezirksverein auffordern: mache uns einen Vorschlag, und wir nehmen nachher den Vorschlag nicht an.

Wir glauben deshalb, es kommt bei dieser Sache praktisch eigentlich nichts heraus. Der Wahlausschuß muß doch auch alle möglichen Rücksichten nehmen. Wir sind uns im Wahlausschuß bewußt, daß wir im Sinne des Antrages Pfalz-Saarbrücken eigentlich immer gearbeitet haben. Wir haben stets den größten Wert darauf gelegt, den Vorstand möglichst zu verteilen, die einzelnen Vorstandsmitglieder tunlichst verschiedenen Bezirksvereinen, und zwar verschiedenen Gegenden zu entnehmen. Wenn man schließlich einen Wahlausschuß in seiner Arbeit durch solche Vorschläge beschränken will, dann tut man eigentlich am besten, ihn ganz abzuschaffen. Deshalb sind wir der Ansicht, daß dieser Antrag abzulehnen ist, nicht weil wir mit dem Grundgedanken nicht einverstanden wären und weil wir nicht schließlich dasselbe wollten, sondern nur, weil wir das Schema, nach dem wir arbeiten sollen, für undurchführbar halten.

Hr. Lux: Unser Verein ist andrer Ansicht. Seit unserer neuen Satzung liegt der Schwerpunkt der Tätigkeit unseres Vereines in den Bezirksvereinen, und ich halte es daher nur für eine selbstverständliche Ergänzung, daß die Bezirksvereine auch dazu berufen sein sollen, bei der Wahl des Vorstandes des Gesamtvereines mitzuwirken.

Ehe die neue Satzung geschaffen war, hatte der Vorstand sich immer aus sich selbst heraus ergänzt. Es war eine Art Inzucht gewesen, die nach dem Gesetze der natürlichen Zuchtwahl nicht sehr empfehlenswert ist. Es ist ganz klar und in der menschlichen Natur begründet, daß die Mitglieder einer Körperschaft, die wieder aus der Körperschaft heraus gewählt sind, bis zu einem gewissen Grade, wenn auch vielleicht nur sehr leise, doch eine Art Bindung empfinden, in der Politik der Körperschaft, in die sie nun neu eintreten, fortzuwirken. Es besteht daher leicht die Gefahr, daß eine gewisse Verknöcherung im System eintritt zum Nachteil eines gesunden Fortschrittes, den jede Körperschaft genießen muß.

Im Gegensatz dazu ist es unsere Ansicht, daß die Mitglieder des Vorstandes, die durch das Vertrauen ihrer Bezirksvereine in den Vorstand gewählt sind, nicht gebunden sind, im Sinne des vorherigen Vorstandes weiter zu arbeiten, sondern daß sie mit gesunden, neuen, auch von bisherigen Traditionen abweichenden Ideen in die Körperschaft hineintreten zum Vorteil des Ganzen. Daß nebenbei doch auch in gewissem und in bedeutendem Maße die Traditionen des Vereines gewahrt bleiben, dafür sorgen der Kurator und die Vereinsdirektoren, die an sich schon eine Masse von ziemlich großer Beharrung bilden und daher den »Neuerern und Stürmern« gegenüber doch eine große Energie darstellen.

Daß die Auffassungen, die unser Bezirksverein in seinem diesbezüglichen, bei der Beratung der neuen Satzung gestellten Antrage zum Ausdruck gebracht hat, allgemein anerkannt wurden, hat mich sehr gefreut, und offenbar von diesem Gedanken aus hat man auch wohl den Wahlausschuß geschaffen. Der erste Satz der Geschäftsordnung Nr. 22 heißt: Der Vorstandsrat wählt alljährlich aus seiner Mitte 7 Mitglieder und 7 Stellvertreter in einen Wahlausschuß, dem außerdem die Mitglieder des Vorstandes angehören. Weiter heißt es: Der Wahlausschuß hat, unbeschadet der allen Mitgliedern zustehenden gleichen Befugnis, für sämtliche von der Hauptversammlung und vom Vorstande zu vollziehenden Wahlen und Ehrungen Vorschläge zu machen.

Wie verhält sich nun die Sache in der Praxis? Der Wahlausschuß besteht also aus den 7 Mitgliedern, die vom Vorstandsrat ernannt worden sind, und daneben aus den 7 Mitgliedern des Vorstandes. Wie wird nun weiter verfahren? Der Vorstand macht — wenigstens ist das die jetzige Praxis, wie aus den Berichten über die Vorstandsitzungen hervorgeht — dem Wahlausschuß seine Vorschläge für die Vorschläge, die nachher der Wahlausschuß machen soll. Dann hat also im Wahlausschuß der Vorstand, der diese Vorschläge gemacht hat, schon 50 vH der Stimmen. Es müßte ja nun ein ganz außergewöhnlicher Umstand eintreten, wenn die sämtlichen zweiten 50 vH gegen die Vorschläge sein sollten, die der Vorstand selbst gemacht hat. Es wird ja auch außerdem genügen, wenn nur ein einziges Mitglied von den 7, die durch den Vorstandsrat gewählt sind, sich auf die Seite des Vorstandes schlägt, damit die Vorschläge des Vorstandes durchgehen.

Ich habe also bis heute und solange, als ich nicht widerlegt werde, die Auffassung, daß der Wahlausschuß an sich keine Veränderung des bisherigen Verhältnisses gebracht

hat. In Wirklichkeit wählt auch heute noch der Vorstand sich wieder seine neuen Mitglieder.

Das würde natürlich ganz anders sein, wenn die einzelnen Bezirksvereine ihre Vorschläge dem Wahlausschuß unterbreiten würden und dieser, wenn keine Bedenken bestehen, sie annehmen würde. Wir sind dabei allerdings der Ansicht, daß das Vorschlagsrecht für die Wahl des ersten Vorsitzenden, für den selbstverständlich eine Persönlichkeit von ganz besondern repräsentativen Eigenschaften erforderlich ist, nach wie vor dem Vorstande vorbehalten bleibt.

In unserm Verein von 24000 Köpfen haben wir sehr viele Mitglieder, die wohl geeignet sind, in den Vorstand des Vereines einzutreten. Es ist aber meiner festen Ueberzeugung nach weder dem Vorstande noch den Mitgliedern des Wahlausschusses so gut möglich, aus der großen Zahl der Mitglieder diejenigen herauszusuchen, die sich für das Amt besonders gut eignen, als wie den Bezirksvereinen, die in ihren kleineren Bezirken aus größerer Nähe sehr wohl entscheiden können, welches ihrer Mitglieder ihrer Ansicht nach dazu berufen scheint, auch einmal eine Stelle im Vorstande des Gesamtvereines einzunehmen.

Vorstand und Wahlausschuß haben unsern Antrag abgelehnt, und zwar mit der Begründung, daß bei seiner Annahme der vom Vorstandsrat eingesetzte Wahlausschuß in der Freiheit der Wahl beschränkt werden würde. Nun bin ich entschieden der Ansicht, daß der Wahlausschuß in der Freiheit seiner Wahl doch sicherlich nicht mehr durch die Vorschläge der Bezirksvereine beschränkt werden kann, als wie er jetzt beschränkt durch den Vorschlag des Gesamtvorstandes ist. Im Gegenteil wird meiner Ansicht nach der Wahlausschuß sich gegenüber einem Vorschlage des Vorstandes viel mehr als gebunden erachten müssen als gegenüber dem Vorschlage der einzelnen Bezirksvereine, denen er sehr gut auseinandersetzen kann, aus welchen Gründen er einen vorgeschlagenen Kandidaten nicht für geeignet hält. Derartige Dinge werden, wie bisher auch, auf dem Wege der gegenseitigen Fühlungnahme geregelt werden. Es wird also die Gefahr nicht eintreten, daß etwa Mißstimmung dadurch eintreten könnte, daß der vom Bezirksverein vorgeschlagene Kandidat vom Wahlausschuß abgelehnt wird.

Würden Sie unseren Antrag annehmen, so würden Sie dazu beitragen, die Organisation unseres Vereines in einer entsprechenden Weise zu fördern und die Satzung weiter auszubauen, ohne daß es einer Aenderung derselben bedürfte; denn wir brauchen nur zu Nr. 22 der Geschäftsordnung einen entsprechenden Zusatz zu machen.

Hr. Schöttler schlägt vor, den Bezirksvereinen den Termin der Versammlung des Wahlausschusses bekannt zu geben, damit sie rechtzeitig Vorschläge einreichen können.

Der Antrag des Pfalz-Saarbrücker B.-V. wird abgelehnt.

Der Vorschlag Schöttler wird angenommen.

18) Antrag des Pfalz-Saarbrücker B.-V. betr. Ausschreibung und Vergebung der Arbeiten für Herstellung der Zeitschrift.

Hr. Bogatsch als Berichterstatter: Die etwas knappe Begründung des Antrages sagt lediglich:

»Der Betrag für Herstellung der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure hat nunmehr eine derartige Höhe erreicht, daß es im Interesse der Finanzen unseres Vereines rätlich erscheint, mit dem bisherigen Verfahren der freiwilligen Vergebung dieser Arbeiten zu brechen und das Verfahren der öffentlichen Ausschreibung und der Vergebung durch den Vorstandsrat einzuführen«.

Die Begründung nimmt also an, daß das bisherige Geschäftsverfahren für den Verein unvorteilhaft ist.

Ich möchte zunächst einen tatsächlichen Bericht über die Herstellung der Zeitschrift, das Verfahren und die Kosten geben.

Die Herstellung der Zeitschrift erforderte im Jahre 1911 rd. 689265 *M*, die von »Technik und Wirtschaft« rd. 49122 *M*, zusammen 738387 *M*, also knapp drei Viertel Millionen *M*.

Wenn man nun an die Verbesserungen denkt, die das Anzeigenwesen seinerzeit durch den neuen Vertrag mit Springer gewonnen hat, dann wird allerdings das Gefühl verständlich, daß auch bei diesen hohen Herstellungskosten der Zeitschrift gespart werden könnte. Wenn man aber nicht das Gefühl walten läßt, sondern die Tatsachen nüchtern prüft, so kommt man doch zu einem andern Ergebnis.

Von den Hauptausgaben haben Satz und Druck der Zeitschrift im Jahre 1911 rd. 171000 *M* erfordert. Nun wird die Zeitschrift seit ihrem Bestehen, das ist über ein halbes Jahrhundert, 56 Jahre lang, von der Berliner Buchdruckerei A. W. Schade gedruckt. Ein besonderer Vertrag hierüber besteht nicht, sondern die Vereinbarungen werden jeweils schriftlich festgelegt. Die Angemessenheit der Preise ist nun von der Geschäftstelle durch gelegentliches Einholen von Wettbewerbs-Angeboten bezw. vertraulichen Auskünften über gleichartige Unternehmungen geprüft worden.

[Der Berichterstatter macht vertrauliche Angaben über die erhaltenen Mitteilungen und zieht daraus den Schluß, daß der Verein mit der Buchdruckerei Schade so günstig wie nur möglich arbeite und daß kein Anlaß vorliegt, diese günstigen Geschäftsbeziehungen zu ändern.]

Das wird vielleicht verständlich dadurch, daß Schade eine alte und gut fundierte Firma ist, die unsere Bedürfnisse in der halbhundertjährigen Praxis genau kennen gelernt hat, und die in der Herstellung unserer Zeitschrift ein regelmäßiges und sicheres Geschäft mit geringen Allgemeinunkosten führt.

Einer der nächsten größeren Ausgabeposten ist der für Papier. Für Druckpapier haben wir 1911 rd. 188000 *M* bezahlt, davon etwa 100000 *M* für Anzeigen- und 88000 *M* für Textpapier.

Die Aufträge für Papier werden halbjährlich in beschränktem Wettbewerb vergeben, und zwar wird nach Papiermustern verhandelt. Die Güteeigenschaften des Papiers werden durch Prüfung im Kgl. Materialprüfungsamt in Gr. Lichterfelde festgestellt. Die Wettbewerbfähigkeit der Papierfabriken ist durch ihre örtliche Lage zum Sitz der Redaktion begrenzt. Die Papierfabriken, die weit von Berlin weg liegen, kommen wegen der hohen Frachtkosten gar nicht in Frage.

Die Angebote in den Papierpreisen halten sich in der Regel recht nahe beieinander, so daß oft kleine Unterschiede in der Papierfarbe und dem Aussehen des Papiers entscheidend waren. [Der Berichterstatter macht vertrauliche Angaben über die bezahlten Preise.] Ich habe diese Preise auch von Sachverständigen prüfen lassen. Es ist mir versichert worden, daß sie für uns sehr vorteilhaft sind. Also auch bei der Papiervergebung komme ich zu dem Schluß, daß eine grundsätzliche Aenderung an dem bisherigen Geschäftsverfahren nicht angezeigt erscheint.

Die Buchbinderarbeiten kosteten 1911 rd. 77000 *M*. Sie werden von der Firma W. A. F. Liehr in Berlin ausgeführt. Ein Vergleich mit ähnlich gearteten andern Unternehmungen ergab, daß wir für die Buchbinderarbeiten wesentlich mehr zahlen, und zwar rd. 19 vH. Aber der höhere Preis ist dadurch gerechtfertigt, daß sich bei uns die Buchbinderarbeiten auf eine außerordentlich kurze Zeit zusammendrängen, und daß außerdem infolge der hohen Auflage und des großen Umfanges der Zeitschrift die Arbeit sehr groß ist. Das Gewicht zum Beispiel einer versandfertigen Auflage von 27000 Heften beträgt ungefähr 14000 kg = 14 t, und diese Menge ist in dem kurzen Zeitraum von ungefähr Donnerstag bis Freitag morgens 9 Uhr, wo sie bei der Post aufgegeben werden muß, zu erledigen. Das bedingt zu einem großen Teil Nachtarbeit und Anstellung von nicht dauernd beschäftigtem Personal.

Damit hat sich aber die Geschäftstelle nicht begnügt, sondern sie hat auch bindende Angebote von andern großen Firmen eingeholt. Diese haben bestätigt, daß wir zurzeit anderswo nicht billiger arbeiten können. Immerhin sind in dieser Beziehung noch weitere Verhandlungen im Gange.

Der Posten für Bildstöcke ist verhältnismäßig klein gegenüber den vorhergehenden. Es sind etwa 18000 *M*. Sie werden zurzeit bei zwei großen Berliner Firmen hergestellt. Die Preise betragen 5 Pfg/qcm bei Strichätzungen und 9 Pfg bei Autotypien. Auf beide wird vom Jahresumsatz ein Preisnachlaß von 5 vH gewährt. Die Firmen sind Syndikatsfirmen. Die Geschäftstelle hat auch versucht, durch Zuziehung von billigen Außenseitern die Aetzungen billiger zu

erhalten. Das mußte aber wegen der nicht einwandfreien Lieferung aufgegeben werden. Die Ausführung unserer Zeitschriftenbilder darf natürlich nicht in Frage gestellt werden. Wir können also feststellen, daß wir auch bei den Aetzungen zurzeit günstige Bezugsbedingungen haben.

Weitere Auskunft über Herstellung und Vergebung der Zeitschrift wird von der Geschäftstelle gern erteilt.

Meine Ausführungen möchte ich dahin zusammenfassen, daß die Vereinszeitschrift zurzeit im wesentlichen unter so günstigen Geschäftsbedingungen hergestellt wird, wie sie überhaupt erreichbar sind.

Nun ist wohl der erste Grundsatz einer gesunden Geschäftsgebarung, daß man alte und bewährte Geschäftsverbindungen nicht ohne zwingende Gründe aufgibt, und diese Gründe müßten hier sein: nachweislich erhebliche und dauernde finanzielle Vorteile, ohne Schädigung der Güte und der Regelmäßigkeit der Lieferung unserer Zeitschrift. Daß diese Vorteile durch die vorgeschlagene öffentliche Ausschreibung und die Vergebung durch den Vorstandsrat erreicht werden können, ist ein großer Irrtum.

Oeffentliche Ausschreibungen werden meist von Behörden veranstaltet, die für ein besonders wirtschaftliches Arbeiten im allgemeinen nicht gerade bekannt sind. Bei diesen Ausschreibungen spielt der Preis die ausschlaggebende Rolle. Die genaue Berücksichtigung von Arbeitsgüte, Zuverlässigkeit und andern, die Lieferung beeinflussenden Nebenumständen ist hierbei sehr schwierig. Das ist gerade bei Drucksachen und Aetzungen außerordentlich wichtig. Bei unserer Zeitschrift, die erhebliche Korrekturen hat, ist es praktisch unmöglich, für eine solche Ausschreibung eine einheitliche Preisbasis festzustellen. Infolgedessen ist für uns wie in jedem gut geleiteten Geschäftsbetrieb die Einholung von Wettbewerbsangeboten leistungsfähiger Firmen, die beschränkte Ausschreibung oder die freihändige Vergebung nach kaufmännischen Gesichtspunkten und zur Prüfung die vertrauliche Auskunft über gleichartige Unternehmungen das Vorteilhafteste.

Die Vergebung durch den Vorstandsrat ist praktisch kaum durchführbar. Wie soll eine Versammlung von 100 Köpfen, die jährlich in ihrer Zusammensetzung vielleicht zu 25 bis 30 vH wechselt und die im allgemeinen nicht sachverständig ist, jährlich laufende Geschäfte vergeben, die eine weitgehende Kenntnis der Unterlagen und der Geschäftsverbindungen voraussetzen? Sie müßte sich doch auf einen sachkundigen Ausschuß verlassen, in letzter Linie wieder auf die Geschäftstelle. Im besten Falle würden als Gesamtergebnis eine außerordentliche Erschwerung des Geschäftsverkehrs und wahrscheinlich sogar Störungen in der Herstellung der Zeitschrift und auch in unsern Einnahmen herauskommen.

Einer solchen Möglichkeit dürfen wir uns aber ohne zwingende Gründe nicht aussetzen, wenn wir bedenken, was die Zeitschrift für uns nicht allein infolge ihres Ansehens und ihrer Verbreitung, sondern auch in finanzieller Hinsicht bedeutet.

Sonach sind von dem Antrag des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines nicht nur keine wesentlichen Vorteile, sondern sogar Nachteile finanzieller und technischer Art zu erwarten. Daher empfiehlt Ihnen der Vorstand, das bisher bewährte Geschäftsverfahren beizubehalten, bei dem die Geschäftstelle für die Herstellung der Zeitschrift sorgt und der Vorstand die Tätigkeit der Geschäftstelle überwacht.

Von 24 Bezirksvereinen, die sich bis Ende Mai geäußert haben, haben sich 19 völlig und 2 teilweise auf den Standpunkt des Vorstandes gestellt. Nur 3 behalten sich die Stellung vor, und für den Antrag fand sich kein einziger Bezirksverein. Ich darf daraus wohl schließen, daß immerhin die Mehrheit der Bezirksvereine die ablehnende Stellung des Vorstandes teilt. Ich möchte Sie daher mit dem Vorstand bitten, den Antrag des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines abzulehnen, beziehungsweise bitte ich den Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein, wenn er sich durch diese Ausführungen überzeugt fühlt, seinen Antrag zurückzuziehen.

Hr. Lux: Ich beglückwünsche den Herrn Vorredner zu der außerordentlich fleißigen Arbeit, die er geleistet hat und die mir in vieler Beziehung auch sehr interessant war. Ich kann ihm aber nicht in allen Punkten Recht geben. Vor allen Dingen bemängele ich den Wert der Zahlen, die von andern Unternehmungen gegeben wurden. Wenn eine und dieselbe Firma schon seit mehr als 50 Jahren die Arbeit liefert, so ist es ganz selbstverständlich, daß jede Anfrage, die man an eine andre Firma stellt, nicht ernst genommen wird. Ganz anders aber, wenn man eine öffentliche oder eine beschränkte Ausschreibung erläßt — gegen die letztere bin ich aber, weil die Gefahr der Ringbildung besteht — und sich auch gewillt zeigt, gegebenenfalls bei entsprechenden Preisen selbst von einer 50jährigen Geschäftsverbindung abzusehen und einer andern Firma die Arbeit zu geben. Wenn ich von den 723000 *M* die Kosten für die Redaktion mit 123000 *M* abziehe, bleiben noch 600000 *M* übrig, und ich habe, ohne daß ich in die Einzelheiten nur irgendwie näher einzugehen brauche, die Ueberzeugung, daß, wenn derartige Arbeiten öffentlich ausgeschrieben werden, mit der ernsten Absicht, dem billigsten Angebot bei gleicher Güte den Vorzug zu geben, man mindestens 5 vH sparen wird. Das wäre bei 600000 *M* ein Betrag von 30000 *M*. Nun, wenn Sie diese so leicht in den Wind schlagen wollen, dann tun Sie es.

Hr. Bogatsch: Ich möchte nur kurz darauf hinweisen, daß die Zahlen, die ich bei den Druckkosten nannte, keine Angebotswerte sind, sondern Preise ähnlicher Unternehmungen, die tatsächlich gezahlt werden. Das ist doch ein kleiner Unterschied.

Der Antrag wird abgelehnt.

(Schluß 6¼ Uhr.)

(Schluß folgt.)

Gemäß dem Beschluß des Vorstandsrates vom 10. und 11. Juni 1911 in Breslau (Z. 1911 S. 1092) wird das

Inhaltsverzeichnis der Zeitschrift 1904 bis 1910

an jedes Vereinsmitglied im Postinlande für 1,00 *M*,
» » » » Postauslande » 1,50 »

portofrei nach Einsendung oder gegen Nachnahme des Betrages abgegeben. Für Nichtmitglieder beträgt der Preis 6 *M*.

Eine Karte für Bestellungen hat der Nummer 24 dieser Zeitschrift beigelegen.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der Nummer 26 dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **120. Heft** erschienen; es enthält:

A. Pfarr: Versuche über die Druckverteilung in den Laufzellen arbeitender Reaktionsturbinen.

Rudolf Skutsch: Ueber den Einfluß der elastischen Nachwirkung auf die Leistungsfähigkeit der Riementriebe.

Der Preis des Heftes beträgt 2 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 *M* beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 36. **Sonnabend, den 7. September 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Eiserne Kohlenbunker.[1]

Von Ingenieur **Richard Blumenfeld** in Schlan.

Im Jahre 1911 erbaute die Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Cie. in Schlan zwei größere Kohlenbunker in Eisenkonstruktion samt Beschickung, die im folgenden kurz beschrieben werden sollen. Der eine Bunker für die Salgótarjáner Steinkohlenbergbau-A.-G. in Salgó-Tarján (Ungarn) hat ein Fassungsvermögen von 400 t Förderkohle, der andre für die Zieditz Haberspirker Kohlen-Gewerkschaft in Zieditz (Böhmen) faßt 200 t.

Bunker für 400 t.

Die Fördermenge aus drei benachbarten Schächten der Gewerkschaft beträgt rd. 2800 t täglich, wovon 600 t sortiert werden, während der Rest unsortiert von der Rampe in die Wagen verladen wird. Um im Fall einer Betriebstörung einen Vorrat von 400 t zu haben, hat man einen Bunker aufgestellt. Einer der drei Schächte dürfte in kurzer Zeit erschöpft sein; daher soll der Bunker die Kohlen von den beiden andern Schächten in zwei getrennten Zellen aufnehmen. Die Kohlen können beim Verladen in die Wagen nach Bedarf gemischt werden. Wie aus Fig. 1 bis 3 ersichtlich, steht der Bunker freitragend über drei Vollbahngleisen zwischen zwei bestehenden gemauerten Rampen. Beschickt wird er durch ein aufsteigendes staubdichtes Stahllaschenband mit Taschen, auf das die Kohlen unmittelbar vom elektrisch angetriebenen Kreiselwipper gestürzt werden. Der Wipper ist, ebenso wie das Band, mit Wellblech überdacht und verschalt. Das aufsteigende Bandgehäuse läßt beiderseits einen rd. 0,9 m breiten Raum frei, der zur Errichtung von Klaub-(Lese-)ständen und als Aufstieg zur oberen Bunkerbühne dient. Daher ist auch das Bandgehäuse durch Fenster und Oberlichte ausgiebig beleuchtet. Wegen der darunter liegenden Werkbahngleise ist das Bandgehäuse nur auf zwei Ständern gestützt und mit Rücksicht auf den Lichtraumquerschnitt abgebogen. Die obere Bunkerbühne ist ebenfalls mit Wellblech abgedeckt und mit Holz verschalt. Sie trägt den Antrieb des Bandes samt dem Elektromotor.

Fig. 1.
Kohlenbunker für 400 t während der Aufstellung.

Damit die größeren Kohlenstücke bei der beträchtlichen Fallhöhe nicht zerschlagen werden, sind zwischen dem oberen Bandende und dem Bunkerboden zwei genietete schraubenförmige Rutschen eingebaut. Der Bunker selbst besteht, wie erwähnt, aus zwei Zellen, von denen nach Belieben die eine oder die andre durch Umstellen einer Klappe beim oberen Bandende gefüllt werden kann. Jede Zelle kann durch 6 aufklappbare Verladerutschen in die darunter durchfahrenden Wagen entleert werden. Da die Gleise sehr eng nebeneinander liegen, war kein Platz zum Aufstellen von Mittelsäulen, und die ganze Last mußte durch 4 kräftige Fachwerke, Fig. 4 und 5, auf die in die seitlichen Rampen eingebauten Säulen übertragen werden. Die Fachwerke sind so ausgeführt, daß

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 35 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Fig. 2 und 3.
Kohlenbunker für 400 t.
Maßstab 1 : 250.

gegebenenfalls später weitere ganz gleiche Zellen in der Richtung der Bahnachse angefügt werden können. Die auf das Fundament wirkenden größten Drücke betragen bei den Ecksäulen je rd. 81 t, in der Mitte rd. 162 t. Um den Druck sicher auf das Erdreich zu verteilen, hat man die drei Fundamentblöcke auf jeder Seite auf eine gemeinsame Betonplatte gestellt und so zu einem starren Ganzen verbunden. Der Boden und die Wände des Bunkers sind aus hölzernen Bohlen auf eisernen Trägern gebildet. Bei den Längswänden wurden oberhalb der Verladerutschen Oeffnungen freigelassen, damit man, wenn der Ausfluß des Gutes infolge innerer Spreizungen stocken sollte, von außen nachhelfen kann. Hierdurch wurden seitliche Erweiterungen der Konstruktion nötig, die zugleich als Windversteifung ausgebildet sind, s. Fig. 4.

Die Kohlendrücke auf die einander gegenüber liegenden großen Stirnflächen heben sich auf, da die Fachwerke paarweise gegeneinander abgebunden sind. Die Gurte bestehen überdies aus auseinander gerückten [-Eisen, die untereinander vergittert sind, und können daher auch größere wagerechte Kräfte aufnehmen. Den Winddruck auf den oberen Teil der Fläche übernehmen die eingebauten Verkreuzungen.

Das Gewicht der ganzen Eisenkonstruktion samt der Band und Wipperüberdachung beträgt rd. 69 t.

Das Band fördert bei einer Breite von 1,40 m und einer Geschwindigkeit von 0,2 m/sk 140 t/st. Zum Antrieb dient ein 16 pferdiger Elektromotor. In Fig. 1 ist der Bunker samt einem Teil der Bandüberdachung während der Aufstellung ersichtlich.

Fig. 4 und 5. Eisenkonstruktion Maßstab

Schnitt *e-f*. Schnitt *g-h*.

Bunker für 200 t.

Der Bunker, Fig. 6 bis 8, hat die Aufgabe, die während der Nachtschicht geförderte Kohle aufzunehmen, um sie der nur tagsüber betriebenen Aufbereitungsanlage zuzuführen. Er steht neben dem Schachthaus auf einer Anhöhe, von der die Kohlenwagen zur tiefer liegenden Brech- und Sortieranlage mittels einer Kettenbahn abgelassen werden. Da die Kohlen sowieso gebrochen werden, wurde auf Schonung der größeren

Stücke kein Wert gelegt und von der Aufstellung von Schraubenrutschen abgesehen. Beschickt wird ähnlich wie beim ersten Bunker, indem die vom Schachte kommenden Kohlen aus den Kohlenwagen durch einen Wipper unmittelbar auf ein Förderband gestürzt und von diesem in den Bunker befördert werden. Auch hier sind das Band und der Wipper in gleicher Weise überdacht, und seitlich ist ein Raum als Aufstieg oder zum Klauben freigelassen. Die Kohlen werden aus dem Bunker in kleine Kohlenwagen abgezogen. Er erhält daher eine mehr gedrängte Gestalt. Wegen der frei herabfallenden großen Stücke ist der Holzbelag des Bodens an der meist getroffenen Stelle durch eine Gußeisenplatte gepanzert, Fig. 9 und 10.

des 400 t-Bunkers.

1 : 100.

Schnitt c-d. Schnitt a-b.

Aus demselben Grunde erschienen innere Verkreuzungen untunlich. Da der Bunker überdies keine Abteilungen hat, bildet das Ganze ein innen völlig freies Becken, so daß die Wände den Winddruck und auch die Drücke der Kohlen in sich aufnehmen müssen. Dies wird einerseits durch das in die Taschen des Bodens eingebaute Fachwerk, anderseits durch die gitterartigen Versteifungen der am stärksten belasteten mittleren Wandsäulen erreicht. Die obere Bühne samt Ueberdachung wird teils von den Längswänden, teils von einem in der Mitte liegenden, über die ganze Länge freitragenden Fachwerke getragen. Das Bandgehäuse ist ohne Stützen als Parallelträger gebaut. Zum Abführen des beim Stürzen entstehenden Staubes dient eine Lüfthaube. Das Gewicht der ganzen Eisenkonstruktion beträgt rd. 48 t. Das Band ist 1 m breit, hat eine Geschwindigkeit von 0,2 m/sk und leistet 80 t/st.

Der Elektromotor ist für 15 PS bemessen.

Fig. 11. Druckkurven.

Berechnung der Wand- und Bodendrücke.

Die Wand- und Bodendrücke der Bunker sind nach der von H. A. Janßen in Z. 1895 S. 1045 abgeleiteten Formel[1]

$$p = \frac{F}{u}\,\frac{\gamma}{K}\left(1 - e^{-\frac{u}{F}Kx}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

berechnet worden.

Hierin ist

p der Bodendruck in kg/qm in der Tiefe x in m,
F die Grundrißfläche des Bunkerbodens in qm,
u der Umfang dieser Fläche in m,
γ das spezifische Gewicht der Kohlen in kg/cbm,
e die Basis der natürlichen Logarithmen.

K ist ein Beiwert, der von der Korngröße (Kohlengattung) und dem Baustoff der Bunkerwände abhängt. Es ist

$$K = \operatorname{tg}\varrho\,\frac{p_s}{p} \qquad (2).$$

Fig. 12. Bestimmung des Normaldruckes.

Darin bedeutet ϱ den Reibungswinkel zwischen den Kohlen und der Wand (annähernd gleich der geringsten zulässigen Neigung einer Rutsche aus gleichem Baustoff und bei derselben Kohlengattung); p_s ist der Seitendruck in derselben Tiefe x, wie p, in kg/qm. Zwischen p_s und p besteht nach Z. 1911 S. 328 die Beziehung

$$p_s = m\,p = p\,\operatorname{tg}^2\left(45^0 - \frac{\varphi}{2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

wobei φ dem natürlichen Böschungswinkel der betreffenden Kohlensorte entspricht.

Schnitt a-b.

Fig. 6 bis 8.
Kohlenbunker für 200 t.

Maßstab 1 : 250.

Längenansicht.

Grundriß.

Die Richtigkeit dieser Formeln wurde durch zahlreiche im großen vorgenommene Versuche an Getreidebunkern bestätigt (vergl. E. Lufft, Druckverhältnisse in Silozellen). Bei der Anwendung auf Kohlen stößt man jedoch auf zwei Schwierigkeiten. Zunächst ist der Böschungswinkel der Kohlen wesentlich größer als bei Getreide. Bei einem größeren Bunkerquerschnitt bildet sich, sofern die Kohlen von einem Punkt aus eingebracht werden, ein großer freistehender Kegel. Es ist nun nicht einerlei, ob man die den Verlauf des Druckes p nach Gl. (1) darstellende Kurve, entsprechend dem Scheitel des Kegels a von c, s. Fig. 11, oder von seiner Grundfläche b-b zu zeichnen beginnt, d. h. die Tiefe x von a bezw. c oder von b-b mißt. Das eine Verfahren entspräche einer wagerechten Aufschüttung bis c-c, das andre einer abgeglichenen Schütthöhe b-b. Die richtige Annahme wird dazwischen liegen. Jedenfalls ist der Seitendruck, daher auch der Bodendruck, in b nicht $= 0$, da hier die Wand mit der abgleitenden Schicht $a\,b\,b'a'$ belastet wird. Demnach erscheint die ungünstigere Annahme (Tiefe x von a gemessen) empfehlenswert.

Ferner erfordert die stärkere Neigung des Bunkerbodens die Bestimmung des spezifischen Normaldruckes. Betrachtet man, s. Fig. 12, ein sehr kleines Stück s des Silobodens von 1 m Breite, so wirkt darauf ein senkrechter Bodendruck $P = pa$ und ein wagerechter Seitendruck $P_s = p_s h = mph$.

Nach Fig. 12 ist

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{P_s}{P} = m\frac{h}{a} = m\operatorname{tg}\alpha; \quad N = R\cos(\alpha - \delta) = \frac{P\cos(\alpha-\delta)}{\cos\delta}$$

$$N = P(\cos\alpha + m\sin\alpha\operatorname{tg}\alpha).$$

Der spezifische Normaldruck auf 1 qm des geneigten Bodens ist

$$n = \frac{N}{s} = \frac{N\cos\alpha}{a} = p(\cos^2\alpha + m\sin^2\alpha) \quad . \quad (4).$$

Für $\alpha = 0$ wird $n = p$; für $\alpha = 90^0$ ist $n = mp = p_s$.

Die aus Gl. (1) sich ergebende Kurve hat bekanntlich 2 leicht zu konstruierende Tangenten, nämlich die Gerade $p = \gamma x$, entsprechend dem Druck einer Flüssigkeit, und die Asymptote $p = \frac{F}{u}\frac{\gamma}{K}$ für $x = \infty$. Es sei bemerkt, daß für geringere Schichthöhen (bis etwa 5 m) die Werte der Gleichung (1) den Abszissen der Geraden $p = \gamma x$ fast gleichkommen, und sich daher keine genauere Rechnung verlohnt.

Zur genaueren Bestimmung von Punkten bei größerer Tiefe kann man schreiben

$$e^{-\frac{u}{F}Kx} = e^{-z} = \frac{1}{1 + \frac{z}{1!} + \frac{z^2}{2!} + \frac{z^3}{3!} + \frac{z^4}{4!} \ldots.} \quad (5).$$

Man wählt x so, daß z eine ganze Zahl wird.

Zu den nach Gl. (1), (2), (3) und (4) bestimmten Belastungen durch die Kohlen wurden noch die Belastungen durch Wind, Schneedruck und Eigengewicht hinzugefügt und danach die Querschnitte bestimmt.

Fig. 9 und 10.
Eisenkonstruktion des 200 t-Bunkers.
Maßstab 1 : 100.

Zusammenfassung.

Anordnung und Eisenkonstruktion zweier Kohlenbunker samt Beschickung. Berechnung der Drücke auf die Wandungen nach bekannten Formeln für geschüttete Körper. Den besonderen Verhältnissen bei Kohle entsprechend wird der Normaldruck bei schrägen Böden bestimmt.

Die Ursache der zusätzlichen Eisenverluste in umlaufenden glatten Ringankern.

Beitrag zur Frage der drehenden Hysterese.[1])

Von Dr.-Ing. **J. Wild.**

Wird ein Eisenring, der wie ein glatter Ringanker aus lamellierten Blechen gebildet ist, durch Drehung im feststehenden Gleichstromfeld ummagnetisiert, und bestimmt man die Größe der Ummagnetisierungsverluste, so zeigt sich in der Regel, daß sie wesentlich größer sind als die Verluste, die sich berechnen lassen. Bestimmt man diese Abweichungen für verschiedene Maschinenarten, so zeigen diese unter sich selbst wieder scheinbar zusammenhanglose Unterschiede.

Werden dieselben Blechkörper durch eine aufgebrachte Ringwicklung im Wechselfeld ummagnetisiert oder wird dieselbe Blechsorte als Transformatoreisen verwendet, so stehen die hier bestimmten Eisenverluste durchaus im Einklang mit den nach der Berechnung sich ergebenden Verlusten. Es ist also wahrscheinlich, daß die oben angeführten Abweichungen in der mechanischen Bewegung der Körper ihre Ursache haben.

Durch die Arbeiten von Prof. Herrmann in Stuttgart wurde ich zu kritischen Betrachtungen veranlaßt über die verschiedenartigen Ergebnisse, welche bisher über die sogenannte drehende Hysterese gewonnen worden sind; sie führten ebenfalls zu dem Ergebnis, daß sich in den dort verwendeten Eisenproben Vorgänge abspielen müssen, deren Begründung in der mechanischen Drehung des Eisenkörpers gesucht werden muß.

Zur Untersuchung der Frage wurde von mir folgender Versuch geplant:

Ein glatter Eisenkörper, aus Dynamoblechen zusammengesetzt, wird als Läufer in ein Drehstromständergehäuse eingesetzt. Die Wicklung zur Erzeugung des Drehfeldes ist im Ständer untergebracht, der Läufer trägt keinerlei Wicklung. Die durch das Drehfeld im stillstehenden Läufer erzeugte Ummagnetisierungsarbeit wird durch Temperaturmessung auf thermoelektrischem Wege bestimmt.

Hierauf wird die Ständerwicklung mit Gleichstrom versorgt und der Läufer mechanisch angetrieben. Die dabei auftretenden Eisenverluste werden nun in doppelter Weise gemessen: einmal durch Bestimmen der dem Motor zugeführten Energie oder durch Messen des auf den Läufer ausgeübten Drehmomentes; sodann, wie im ersten Fall, durch Temperaturmessung auf thermoelektrischem Wege.

Der Vergleich der aus den beiden Versuchsanordnungen

---

[1]) Auszug aus einem in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten ausführlich zur Veröffentlichung kommenden Bericht.

hervorgehenden Ergebnisse muß die Grundlage zum Beweis der angeführten Vermutung liefern.

Die Versuchsmaschine ist in Fig. 1 und 2 abgebildet. Um die Zahl der Pole auf einfache Weise zu ändern, wurde zwischen dem Blechpaket und dem Gußgehäuse selbst ein größerer Zwischenraum gelassen, so daß die Ständerwicklung in Ringform aufgebracht werden konnte. In 36 gleichförmig verteilten geschlossenen Nuten wurden je 2 hintereinander geschaltete Windungen aus dickem Kupferdraht eingebracht. Die Enden der Windungen jeder Nute führten zu Klemmen an einem Holzring, welcher außen an dem Lagerschild befestigt war. Durch geeignete Verbindung der Klemmen untereinander konnten verschiedenpolige Anordnungen erzielt werden.

Fig. 1 und 2.

Der Versuchskörper im Ständergehäuse.

Die Hauptabmessungen sind folgende:

a) Ständer:	äußerer Durchmesser	365 mm
	Durchmesser der Bohrung	212 »
	Länge des Blechpakets	210 »
	Zahl der Nuten	36
b) Läufer:	äußerer Durchmesser	210 mm
	innerer Durchmesser	140 »
	Länge	210 »
	Blech: Ankerblech von 0,50 mm Dicke, blank	
	Gewicht des Eisenzylinders	28,9 kg
	Abstand der Lagermitten	660 mm

Zum Antrieb der Maschine diente ein Gleichstrommotor von 2 PS und 1200 bis 1500 Uml./min.

Fig. 3

Die Schaltung der Torsionsfederkupplung.

Zur Bestimmung der von der Antriebs- auf die Versuchsmaschine übergeleiteten Arbeit wurde eine Torsionsfederkupplung benutzt, welche die Bestimmung des Drehmomentes auf elektrischem Wege erlaubte. Die Schaltung hierzu ist aus Fig. 3 ersichtlich.

In den beiden aus Isolierstoff hergestellten Kontaktscheiben rechts und links sind zwei Kontaktstreifen eingelassen, die mit der Feder leitend verbunden sind. Bewegen sich die beiden Kontaktstreifen gleichzeitig unter ihren Bürsten weg, so ist der Stromkreis für einen Augenblick geschlossen, und es wird im Fernsprecher ein Geräusch zu hören sein. Wird nun die Feder durch Arbeitsübertragung beansprucht, so verdreht sie sich, und das Geräusch im Fernsprecher verschwindet. Die eine der Bürsten, welche beweglich angeordnet ist, wird nun so weit verdreht, bis das Geräusch im Fernsprecher wieder auftritt; der dabei zurückgelegte Winkel wird mittels Zeigers an der Teilscheibe abgelesen.

Zwischen der Verdrehung der Feder und dem Drehmoment besteht die einfache Beziehung:

$$\alpha = \frac{1}{k} M$$

wo α die Verdrehung im Winkelmaß,
M das Drehmoment, das auf den kreisförmigen Querschnitt der Feder wirkt,
k eine Konstante

vorstellt.

Aus dem gemessenen Drehmoment bestimmt sich die Leistung zu

$$A = \omega M \, 9{,}81$$
$$= 1{,}03 \, n M \text{ Watt.}$$

Setzt man in diese Gleichung den aus obiger Beziehung abzuleitenden Wert von M ein, so wird

$$A = 1{,}03 \, n k \alpha \text{ Watt.}$$

Die Konstante k wird durch Eichung der Feder mittels Gewichten bestimmt. Es wurde gefunden: $k = 0{,}429 \cdot 10^{-2}$. Hiermit wird

$$A = 0{,}442 \cdot 10^{-2} \, n \, \alpha \text{ Watt.}$$

Die Messungen, welche mit der Federkupplung gewonnen werden, sind sehr zuverlässig und ihre Richtigkeit durch die Uebereinstimmung mit der aus dem Antriebmotor gefundenen Leistung bestätigt.

Die lineare Magnetisierung des Versuchskörpers.

Zunächst wurde der Versuchskörper mit einer Ringwicklung versehen, welche mit Wechselstrom gespeist wurde. Gemessen wurden Spannung, Strom, Leistung, Periodenzahl und Temperatur. Sämtliche Verlustwerte wurden auf eine gemeinsame Temperatur von 20° C umgerechnet, nachdem festgelegt war, daß die Eisenverluste mit zunehmender Temperatur linear abnehmen.

Die Sättigung B bestimmt sich aus der in der Wicklung induzierten elektromotorischen Kraft E nach der Beziehung:

$$B = \frac{E \, 10^8}{4 f N z q} \text{ Kraftlinien/qcm,}$$

worin f den Formfaktor,
N die Periodenzahl,
z die Zahl der hintereinander geschalteten Windungen,
q den Eisenquerschnitt in qcm

bedeutet.

Die Versuchswerte sind in Fig. 4 in Funktion der Sättigung aufgezeichnet.

Fig. 4.

Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei verschiedenen Periodenzahlen.

Für die Hauptversuche war die Verwendung des thermoelektrischen Verfahrens zur Bestimmung der Eisenverluste vorgesehen, ein Verfahren, das schon von Prof. Herrmann[1]) benutzt worden ist. Um die Richtigkeit der dabei erhaltenen Werte zu gewährleisten, wurden solche Messungen auch hier durchgeführt und mit den wattmetrisch bestimmten Werten verglichen.

Die Beziehung, aus welcher mit Hülfe der Erwärmungskurve die zugeführte Wärmemenge ermittelt werden kann, ist

$$Q = 4170\, G s \frac{d\tau}{dt\, \alpha_0},$$

wo Q die sekundlich zugeführte Wärmemenge in Watt,
t die Zeit in sk,
G das Gewicht in kg,
s die spezifische Wärme, bezogen auf kg-Kalorien,
τ die Uebertemperatur zur Zeit t,
α_0 den Ausschlag in mm am Galvanometer für 1° Temperaturerhöhung

darstellt.

Mit $G = 28{,}9$, $s = 0{,}108$ und $\alpha_0 = 7{,}38$ geht die Beziehung über in

$$Q = 4170 \cdot 28{,}9 \cdot 0{,}108 \frac{d\tau}{dt\, 7{,}38}.$$

Die Messungen wurden in doppelter Weise derart ausgeführt, daß das Thermoelement einmal auf der Stirnseite und dann in der Mitte der zylindrischen Oberfläche in das Eisen eingeführt wurde. Die auf beide Arten gewonnenen Werte zeigten sehr gute Uebereinstimmung.

Die gesamten Versuchswerte sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt.

Zahlentafel 1.
Vergleich der thermoelektrisch bestimmten Leistungen mit den wattmetrisch gemessenen Leistungen.

Leistung mittels Wattmessers	Leistung mittels Thermoelementes	es werden thermoelektrisch zu wenig gemessen um
Watt	Watt	vH
58,5	50,0	14,5
78,0	66,5	14,8
135,9	120,4	11,4
177,8	161,8	8,9
205,9	189,0	8,3

Zu den Ergebnissen ist folgendes zu bemerken:

Die Bestimmung der Ursprungstangente birgt Unsicherheiten in sich, die um so größer sind, je kleiner die gemessene Leistung ist. Man muß sich damit zufrieden stellen, die Tangente auf einige 3 vH genau zu erhalten, und es lassen sich daraus die nicht übereinstimmenden Werte der oben bestimmten Abweichungen erklären. Der Mittelwert der Abweichungen zeigt nun, daß die spezifische Wärme s zu niedrig eingesetzt war, wie sich erwarten ließ, da die Papierisolation in dem Sinne wirkt, daß die mittlere spezifische Wärme größer wird. Es soll im folgenden als mittlere spezifische Wärme der Wert

$$1{,}11 \cdot 0{,}108 = 0{,}120$$

eingeführt werden.

Die Versuche im Ständergehäuse. Ständerwicklung, von Gleichstrom durchflossen.

Zur Bestimmung der Sättigung im Versuchskörper wurde eine Ringspule mit 12 0,2 mm starken Drahtwindungen auf ihn aufgebracht und die Enden über Schleifringe an den Oszillographen geleitet. Damit wurde die Spannungskurve aufgenommen und diese nachher durch eine angelegte, genau gemessene Gleichspannung geeicht. Der Widerstand der Prüfspule wurde hierbei durch einen dem Oszillographensystem vorgeschalteten gleichen Widerstand berücksichtigt.

Nach Bestimmung des Formfaktors und des Effektivwertes der Kurve konnte mit Hülfe der Eichlinie die effektive Spannung der sich drehenden Spule festgelegt werden. Dieser mühsame Weg mußte zuerst eingeschlagen werden, da ein brauchbarer Präzisions-Wechselstrom-Spannungsmesser zum Messen der verhältnismäßig kleinen Spannungen erst später zur Verfügung stand. Es zeigte sich dort, daß genügende Uebereinstimmung mit den aus den Spannungsmesserablesungen gewonnenen Sättigungen vorhanden war.

[1]) Herrmann, Die Eisenverluste bei drehender Ummagnetisierung. ETZ 1910 Heft 15.

1) Zweipolige Anordnung.

Sämtliche Windungen des Ständers wurden hintereinander geschaltet und die Gleichspannung an zwei diametral gegenüberliegenden Klemmen angelegt. Der Versuchskörper wurde mit 1200 Uml./min angetrieben, entsprechend 20 Per./sk.

Der Kurvenverlauf ist aus Oszillogramm Fig. 5 zu entnehmen. Die Nutung des Ständers bewirkt einen eigenartig treppenförmigen Verlauf der Kurve. Um diese Erscheinung von vornherein auf ein Mindestmaß zu bringen, waren die Nuten geschlossen angeordnet worden. Der charakteristische Verlauf der Kurve selbst ist dreieckig, eine Form, die sich bei hohen Sättigungen nur unwesentlich verändert.

Fig. 5. Oszillogramm.

Die Eisenarbeit im Versuchskörper wurde durch Messen des Drehmomentes mit Hülfe der Torsionsfederkupplung bestimmt. Die damit gewonnenen Ergebnisse sind in Fig. 6 verzeichnet.

Fig. 6.
Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei Ummagnetisierung im zweipoligen Ständergehäuse. Feldkurvenform: dreieckförmig.

Zum Vergleich ist die bei linearer Ummagnetisierung erhaltene Verlustkurve, genommen aus Fig. 4, ebenfalls hier eingetragen. Man sehe das überraschende Ergebnis: Die bei Drehung im Gleichstromfeld und die bei Ummagnetisierung im Wechselfeld erhaltenen Eisenverluste sind dieselben.

Die thermoelektrische Bestimmung der im Anker auftretenden Eisenarbeit, die bei vier Sättigungen durchgeführt wurde, bestätigte den richtigen Verlauf der gewonnenen Kurve.

Aus dem Ergebnis geht nun folgendes hervor:

Bei der vorhandenen Versuchsanordnung werden bei Ummagnetisierung des sich drehenden Eisenkörpers im feststehenden Gleichstromfeld keinerlei zusätzliche Eisenverluste erzeugt. Der Grund, warum diese nicht auftreten, muß in den Abänderungen liegen, die der Versuchskörper gegenüber der gewöhnlichen Anordnung einer Gleichstrommaschine mit Ringanker aufweist; diese bestehen einmal in der Verwendung von Kugellagern und dann in der verteilten Anordnung der Erregerwicklung in Nuten bei nicht ausgeprägten Polen.

Um jedem Einwand zu begegnen, wurden die Aufnahmen auch bei andrer Kurvenform vorgenommen, die dadurch erzielt wurde, daß zwei gegenüberliegende Wicklungsquadranten hintereinander geschaltet wurden. Der Charakter des Kurvenverlaufes geht aus Fig. 7 hervor.

Fig. 7. Oszillogramm.

Die Werte finden sich in Fig. 8 eingezeichnet; dazu wurden wieder Punkte der linearen Verlustkurve eingetragen. Auch hier ist kein Unterschied, keine zusätzlichen Verluste! Aufnahmen bei andern Periodenzahlen brachten dieselben Ergebnisse.

Fig. 8.

Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei Ummagnetisierung im zweipoligen Ständergehäuse. Feldkurvenform: trapezförmig.

2) Vierpolige Anordnung.

Es war nicht mit Bestimmtheit zu behaupten, daß sich dasselbe Ergebnis auch bei mehrpoliger Anordnung herausstellen würde. Es wurden deshalb auch die Versuche bei vierpoliger Anordnung ausgeführt.

Leider zeigte sich, daß wegen nicht genauer Zentrierung des Ankers die vier Halbwellen der Feldkurve nicht gleich waren; da die daraus gewonnenen Ergebnisse anscheinend andres Verhalten aufweisen, so sollen sie angeführt werden, obschon sie nur bedingten Wert haben können.

Von den vier Halbwellen sind immer zwei aneinander stoßende annähernd einander gleich; in den Oszillogrammen sind die zusammengehörigen Halbwellen mit I und IV sowie II und III bezeichnet. Es wurde nun die größte Sättigung bestimmt einmal für den Fall, daß die aus I und IV sich ergebenden Mittelwerte für den Formfaktor und für die effektive Spannung als Grundlage zur Bestimmung der Verlustkurve angesehen wurden, dann für den Fall, daß II und III diese Stelle übernahmen.

Im ersten Fall erhält man auf diese Weise eine Sättigung, die kleiner ist als der Mittelwert der im Läufer auftretenden Höchstsättigungen, im zweiten Fall dagegen eine solche, welche größer ist.

Die Versuchsergebnisse sind für eine Periodenzahl in Fig. 9 dargestellt. Zwischen den beiden gezeichneten Grenzlinien wird also die wahre Verlustkurve verlaufen.

Die lineare Verlustkurve fällt nun ganz unter die untere Grenzkurve. Es müssen also bei vierpoliger Anordnung zusätzliche Verluste vorhanden sein, deren Größe allerdings nicht genau angegeben werden kann.

Die im Ständergehäuse gewonnenen Ergebnisse sind schon sehr wertvoll. Das, was sich mit dem Drehfeld hätte ergeben sollen, ist hier auf einfachere und genauere Weise erzielt worden. Ueber die Faktoren, welche die Ursache der

Fig. 9.

Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei $N = 40$. Ummagnetisierung im vierpoligen Ständergehäuse.

zusätzlichen Verluste bilden, lassen sich jetzt schon viel sicherere Anhaltspunkte gewinnen und mit einiger Wahrscheinlichkeit aus der Versuchsanordnung herausschälen.

Der Umweg über die Drehfeldversuche ist jetzt nicht mehr nötig. Es erscheint vielmehr zweckmäßig, dieselben Untersuchungen an einem Gestell mit ausgeprägten Polen vorzunehmen, um den Einfluß der geänderten Polform zu studieren.

Die Untersuchungen im Magnetgehäuse mit ausgeprägten Polen.

Ein normales vierpoliges Gleichstrommotorgehäuse wurde so abgeändert, daß der Versuchskörper mit seinen Lagerschilden unter Beibehaltung des Lagerabstandes eingebaut werden konnte. Der einseitige Luftzwischenraum zwischen Anker und Polschuh betrug 2 mm.

Es sei zunächst, um das Ziel der weiteren Versuche richtig zu verstehen, einiges über die mutmaßliche Ursache der zusätzlichen Verluste mitgeteilt.

Die zusätzlichen Verluste werden wahrscheinlich Wirbelstromverluste sein. Einen Anhaltpunkt gibt die Trennung der Gesamteisenverluste, die in sich drehenden Eisenkörpern erhalten werden, in ihre Bestandteile. Die Hystereseverluste sind ungefähr gleich den durch lineare Ummagnetisierung erhaltenen Hystereseverlusten, während der größere Rest den Wirbelstromverlusten zur Last fällt, überhaupt Verlusten, die sich anders als proportional mit der einfachen Potenz der Periodenzahl ändern.

Eine natürliche Erklärung für die Entstehung dieser Wirbelstromverluste ist nun die, daß der magnetische Kreis bei der Drehung periodisch wiederkehrenden Schwankungen unterworfen ist; das Kraftlinienfeld selbst wird dadurch im gleichen Zeitmaß größer und kleiner und erleidet wahrscheinlich auch Verzerrungen, so daß bei genügender Periodenzahl der Erscheinung die Wirbelstromverluste in entsprechender Größe entstehen können.

Die Möglichkeit, daß der Eisenkörper schwankt, liegt in den Konstruktionsverhältnissen begründet. Alle Versuche, die über die drehenden Eisenverluste an ausgeführten Maschinen angestellt wurden, beziehen sich, soweit festgestellt werden kann, auf Maschinen, die mit Gleitlagern ausgerüstet sind. Bekanntlich haben diese, selbst in bester Ausführung, ein wenn auch geringes Spiel, so daß es denkbar ist, daß der sich drehende Körper unter dem Einfluß der magnetischen Kräfte in schnelle Schwingungen gerät.

Im folgenden soll dies näher untersucht werden.

1) Versuche im vierpoligen Gehäuse mit eingebauten Kugellagern.

Die Aufnahmen wurden in derselben Weise gemacht wie früher. Die durch Abänderung der Polschuhe erzielte Feldkurvenform ist aus Fig. 10 ersichtlich.

Fig. 10. Oszillogramm.

Von den bei verschiedenen Periodenzahlen gemachten Aufnahmen sind zwei herausgegriffen und in Fig 11 und 12 gezeichnet.

Der Vergleich mit den entsprechenden linearen Verlustkurven ergibt jetzt auch hier Abweichungen, die allerdings noch mäßig sind und aus denen sich vorläufig keine sicheren Schlüsse ziehen lassen.

Fig. 11.

Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei $N = 30$. Ummagnetisierung im vierpoligen Gehäuse mit ausgeprägten Polen.

Fig. 12.

Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei $N = 40$. Ummagnetisierung im vierpoligen Gehäuse mit ausgeprägten Polen.

2) Die Versuche im vierpoligen Gehäuse mit künstlichem Lagerspiel.

Die Bohrung der Lagerschilde, in die der äußere Ring der Kugellager gut passend eingebracht war, wurde um 4 mm erweitert. Der dadurch geschaffene Zwischenraum wurde mit einem elastischen Gummiring von 2 mm Dicke ausgefüllt, so daß der auf diese Weise gelagerte Körper ähnliche Bewegungsfreiheit aufweisen mußte, wie wenn er in Gleitlagern abgestützt worden wäre.

Die Aufnahmen wurden bei $N = 30$ und 40 gemacht und die erhaltenen Worte in Fig. 11 und 12 eingezeichnet. Es zeigt sich, daß die Punkte genügend genau zu den Kurven passen, und es geht daraus hervor, daß die angewandte elastische Lagerung nicht die gewünschten zusätzlichen Verluste hervorbringen kann. Andre Anordnungen, um Lagerspiel zu erzeugen, brachten auch keine Aenderung in den Versuchsergebnissen.

3) Die Versuche im zweipoligen Gehäuse.

Von den vier Polen des Gehäuses wurden zwei gegenüberliegende entfernt und der Versuchskörper im zweipoligen Feld magnetisiert. Die Feldkurvenform ist aus Fig. 13 zu ersehen.

Fig. 13. Oszillogramm.

Fig. 14.

Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei $N = 20$. Ummagnetisierung im zweipoligen Gehäuse mit ausgeprägten Polen.

Fig. 15.

Die Eisenverluste in Funktion der Sättigung bei $N = 15$. Ummagnetisierung im zweipoligen Gehäuse mit ausgeprägten Polen.

In Fig. 14 und 15 sind die bei $N = 20$ und 15 gefundenen Werte eingezeichnet.

Hier findet sich auf einmal das Ergebnis, daß sehr starke Abweichungen von der linearen Verlustkurve auftreten.

Versuche mit geändertem Lagerspiel, Fig. 14, zeitigten auch hier wieder das Ergebnis, daß es gar keinen Einfluß auf die Eisenverluste hat.

Mit Hülfe des Thermoelements sollte nun festgestellt werden, ob die zusätzlichen Eisenverluste ganz oder nur teilweise im Anker auftreten, oder ob ein Teil in den Polschuhen verloren geht. Die Untersuchung wurde bei $N = 15$ durchgeführt; die Ergebnisse sind in Fig. 15 eingetragen und zu einer Kurve verbunden. Die Kurven zeigen ein überraschendes Bild. Es ist also erwiesen, daß die zusätzlichen Verluste teils im Anker und teils in den Polschuhen auftreten.

Bei der vorhandenen Maschine liegen die Verhältnisse so, daß bei Sättigungen bis 14000 die zusätzlichen Verluste beinahe ganz im Anker auftreten. Erst von da ab nehmen die Polschuhe auch merklich daran teil; bei $B = 19000$ ist das Verhältnis beider Verluste schon 1, und bei noch höheren Werten von B überwiegen bereits die Verluste in den Polschuhen.

Die gemachten Aufnahmen lassen nun keine andre Deutung zu, als daß das magnetische Kraftlinienfeld durchaus nicht still steht, sondern einer periodischen Aenderung unterworfen ist, entweder in seiner Stärke oder in seiner Richtung oder gar in beidem.

Damit ist der Boden für die Untersuchungen geschaffen, welche eine Aufklärung über die Schwingungserscheinungen bringen sollen. Im folgenden Abschnitt seien diese kurz skizziert.

Der Nachweis von Schwingungen in der Versuchsmaschine.

Die Maschine wurde zunächst in ihrer zweipoligen Anordnung belassen. Auf den unteren Pol wurde unmittelbar an das dem sich drehenden Teil zugewandte Ende der Erregerwicklung eine Prüfspule von 25 Windungen kräftigen Drahtes aufgebracht und diese ohne Vorschaltwiderstand an den Oszillographen angeschlossen. Bei einer Umlaufzahl des Läufers von 900, d. i. $N = 15$, ergab sich die in Oszillogramm Fig. 16 aufgenommene Kurve. Ganz im Sinne der

Fig. 16. Oszillogramm.

aufgestellten Vermutungen zeigen sich hier Schwingungen des Erregerfeldes, die zeitlich einen ganz eigenartigen Verlauf nehmen. Einen näheren Aufschluß hierüber erhält man, wenn man die Spannungskurve mittels der auf dem Läufer befindlichen Prüfspule gleichzeitig mit aufnimmt. Beide Kurven sind leicht zu unterscheiden. Während einer einmaligen Umdrehung des Läufers vollzieht sich in der Polprüfspule eine Schwingung, die Grundwelle, die synchron mit der Spannungskurve läuft. Diese Grundwelle ist durchsetzt von kräftigen Oberschwingungen, deren Zahl auf einen Umlauf 6 beträgt; die Amplituden dieser Oberschwingungen sind nicht gleich, sondern sie werden beim Abnehmen der Grundwellenamplitude auch kleiner. Ein richtiges Bild über die Größenverhältnisse beider Kurven erhält man, wenn die normale Spannungskurve etwa 1300 mal überhöht wird.

Diese Schwingungen des Erregerfeldes können nun lediglich die Folge mechanischer Schwingungen des Versuchskörpers sein. Welcher Art sind nun diese Schwingungen und welchen Einflüssen sind sie unterworfen? Sie können ihre Entstehung allein dem Einfluß der magnetischen Zugkräfte verdanken, können aber auch im mechanischen Aufbau des Körpers begründet sein; sie können sich mit der Umlaufzahl der Maschine völlig ändern, sie können unter dem Einfluß größer werdender Sättigung sehr viel größer werden usw. Diese Fragen drängen sich sofort auf und müssen zunächst beantwortet werden.

Oszillogramme, welche den Einfluß der Umlaufzahl und den der Sättigung darlegen sollten, ergaben im wesentlichen immer dasselbe Bild.

Zum weiteren Studium wurde auf dem oberen Erregerpol am entsprechenden Platz ebenfalls eine Prüfspule gleicher Windungszahl angebracht und mit der andern feststehenden Prüfspule an den Oszillographen angeschlossen.

Das Ergebnis zeigt Oszillogramm Fig. 17. Die schwächer gezeichnete Kurve mit den großen Amplituden rührt von der neuen Prüfspule her. Zunächst sind, was zu erwarten war,

Fig. 17. Oszillogramm.

Frequenz der Grundwelle und Zahl der Oberschwingungen vollständig gleich. Dagegen fällt auf, daß die beiden Grundwellen um 180° zeitlich versetzt sind. Es ist dies immerhin bemerkenswert und kann durch eine geringe Exzentrizität des Versuchskörpers gegenüber seiner Welle erklärt werden. Zum zahlenmäßigen Vergleich muß die dickere Kurve wegen der geringeren Empfindlichkeit des Systems ungefähr verdoppelt werden; es zeigt sich, daß trotzdem die Amplituden der von der oberen Prüfspule herrührenden Schwingungen wesentlich größer sind. Es rührt dies davon her, daß der Luftabstand am oberen Erregerpol um ein geringes kleiner ist als unten.

Dies ließ vermuten, daß die Schwingungen um so deutlicher erhalten werden, je näher sich die Prüfspule am umlaufenden Eisen befindet. Es wurde deshalb eine Prüfspule auf der Bodenfläche des oberen Poles unmittelbar dem Versuchskörper gegenüber aufgeklebt. Ihre Fläche war etwa gleich der des Poleisenquerschnittes innerhalb der Erregerwicklung, ihre Windungszahl betrug 16. Die Ergebnisse zeigt Oszillogramm Fig. 18. An das empfindliche System

Fig. 18. Oszillogramm.

war die Bodenprüfspule, wie sie kurz genannt werden soll (dicke Kurve), an das andre die seitherige Prüfspule desselben Pols angeschlossen. Die neu gewonnene Kurve zeigt ein wesentlich andres Bild; die Grundwelle erscheint viel kräftiger, die Oberschwingungen erscheinen auch, doch sind sie in der Gegend des Nulldurchganges nur noch schwach angedeutet. Weiterhin sind diese selbst durchsetzt von kleinen Schwingungen, die, wie aus den verschieden aufgenommenen Oszillogrammen hervorgeht, mit großer Regelmäßigkeit wiederkehren. Wichtig an der Aufnahme ist, daß sie zeigt, daß die in den oberen Prüfspulen gewonnenen Bilder unter dem Einfluß der dämpfenden Wirkung der auftretenden Wirbelströme schon ziemlich geändert erscheinen. Am reinsten würden die Abbildungen sein, wenn die Bodenprüfspule in ziemlichem Abstand vom Polschuhboden selbst gehalten würde.

Es war zu vermuten, daß sich die Schwingungen bis tief in das Poleisen hinein fortsetzen. Die Untersuchungen sollten dies auch bestätigen. Es wurde eine Prüfspule von 21 Windungen quer über das Joch weg nahe dem oberen Erregerpol gelegt, die den dicken Linienzug in Oszillogramm Fig. 19 lieferte. Also auch im massiven Jocheisen Schwan-

Fig. 19. Oszillogramm.

kungen des Kraftlinienfeldes, ganz ähnlich denen im unteren Teil des lamellierten Poles!

Wenn sich das gesamte Kraftlinienfeld in ständiger Unruhe befand, so konnte eine Rückwirkung auf den Erregerstrom selbst, mochte sie noch so klein sein, nicht ausbleiben.

Eine derartige Aufnahme, die nur mit besondern Maßnahmen am Oszillograph brauchbare Ergebnisse ergibt, zeigt Fig. 20. Es zeigen sich ganz deutlich zwei Schwankungen für jede Umdrehung des Versuchskörpers, entsprechend den zwei Halbwellen der Grundschwingung.

Fig. 20. Oszillogramm.

Es erschien jedoch unwahrscheinlich, daß die den aufgenommenen Kurven zugrunde liegende Sättigungsschwankung die Ursache der zusätzlichen Verluste bilden könnte.

Die bei einer Sättigung von 18850 durchgeführte Berechnung ergab tatsächlich nur eine Sättigungsschwankung von der Größenordnung 50, also die vollständige Unmöglichkeit, die Verlustquelle zu bilden.

Ein neues Licht in die Vorgänge sollten die folgenden Aufnahmen bringen. Es wurde eine Prüfspule von 12 Windungen am unteren Pol in einer zu derjenigen der bisher verwendeten Prüfspulen senkrechten Ebene angebracht. Sie wurde angebracht auf Grund der Vermutung, daß sich innerhalb des Polschuhes Vorgänge abspielen, die auf die Prüfspulen der seitherigen Anordnung keinen Einfluß ausüben konnten. Oszillogramm Fig. 21 zeigt eine der gewonnenen Aufnahmen. Daneben findet sich zum Vergleich die Kurve

Fig. 21. Oszillogramm.

der Prüfspule des oberen Erregerpoles. Es ergibt sich etwas ganz Neues: Ein sechsmaliges Hin- und Herschwanken des gesamten Kraftlinienfeldes auf der langsamen Schwingung der Grundwelle und dazu noch jede der sechs Einzelwellen von raschen Schwingungen durchsetzt! Unter verschiedenen Bedingungen wiederholte Aufnahmen zeigten, daß diese letzteren regelmäßig wiederkehren.

Die in Fig. 21 gezeigten Schwingungen geben in ihrem zeitlichen Verlauf und dem Verhältnis der Amplituden ein angenähert richtiges Bild der mechanischen Schwingungen selbst. Der Zusammenhang zwischen den mit den Prüfspulen seitheriger Anordnung erhaltenen Kurven und den eben erörterten Schwingungen ist klar. Die periodischen Schwingungen des Versuchskörpers haben zur Folge, daß der gesamte magnetische Widerstand ebenfalls Schwankungen unterworfen ist, so daß neben der Hin- und Herbewegung des Kraftlinienfeldes als hauptsächlicher Verlustursache in geringerem Maße auch eine Schwankung in seiner Stärke als unwesentliche Verlustquelle stattfindet.

Es erschien nunmehr wichtig zu erfahren, ob die Schwingungen des Versuchskörpers eine rein mechanische Ursache haben, oder ob sie unter dem Einfluß der magnetischen Kräfte entstehen. Es wurden deshalb Untersuchungen auch bei vierpoliger Anordnung gemacht. Die Welle steht hier unter andern magnetischen Kräften, und es mußten deshalb die Schwingungen anders werden, wenn sie von diesen abhängig sein sollten. Fig. 22 zeigt die Kurven zweier Prüfspulen, die auf zwei gegenüberliegenden Polen angeordnet sind. Das wichtige Ergebnis hierbei ist, daß auch bei vier-

Fig. 22. Oszillogramm.

poliger Anordnung die Schwingungen des Versuchskörpers weiter bestehen.

In Fig. 23 ist in ähnlicher Weise wie früher die Feldkurve mit aufgenommen worden.

Fig. 23. Oszillogramm.

Auf jede Umdrehung des Läufers ergeben sich nun hier zwei ganze Perioden der Spannungskurve, dagegen nur eine einzige vollständige Grundwelle der Schwingungserscheinungen.

Die Schwingungszahl und die Schwingungsform des Versuchskörpers sind also dieselben, ob er im zweipoligen oder im vierpoligen Gehäuse ummagnetisiert wird. Es dürfte demnach gerechtfertigt sein, zu behaupten, daß die Ursache der Schwingungen des Versuchkörpers rein in dem mechanischen Aufbau des Körpers begründet ist. Weitere Untersuchungen zeigten, daß auch in den massiven Jochteilen das Wogen der Kraftlinien in ähnlicher Weise stattfindet wie bei der zweipoligen Anordnung.

Erörterung der Versuchsergebnisse.

Die Untersuchung der Schwingungen des Versuchskörpers ist soweit gefördert worden, wie zum Verständnis und zur Erklärung der Versuchsergebnisse notwendig ist. Es treten also, noch einmal kurz gesagt, mechanisch-elastische Schwingungen in dem Versuchskörper auf, deren kennzeichnende Größen (Schwingungszahl und Amplituden) im wesentlichen von dem mechanischen Aufbau abhängen und die durch magnetische Kräfte nur wenig beeinflußt werden können. Die Folge dieser Schwingungen ist, daß das Kraftlinienfeld in Mitleidenschaft gezogen wird und eine hin- und herzuckende Bewegung annimmt, ein mehr oder weniger getreues Abbild der mechanischen Schwingungen wiedergebend.

Da die Schwingungen als im wesentlichen unabhängig von der Polzahl des Gehäuses erkannt worden sind, muß zwischen den zusätzlichen Verlusten bei zweipoliger und denen bei vierpoliger Anordnung ein Zusammenhang bestehen. Es müssen z. B. die zusätzlichen Verluste bei vierpoliger Anordnung und $N = 40$ verglichen werden können mit denen bei zweipoliger Anordnung und $N = 20$, und zwar werden im ersten Fall die Verluste um einen Betrag größer sein müssen, der im wesentlichen von den Verlusten in den beiden neu hinzugekommenen Polen herrührt. Ein durchgeführter Vergleich bestätigt dies vollständig.

Diese Ueberlegungen führen jetzt zuletzt auch zum vollen Verständnis der bei der Ummagnetisierung im Ständergehäuse erhaltenen Ergebnisse. Dort war bei Betrachtung der zweipoligen Anordnung die Sättigung in den verteilten Polen so sehr viel geringer als bei der ausgeprägten Polanordnung, daß innerhalb der normalen Grenze der Sättigungen, bezogen auf den Anker, die Polschuhverluste gar nicht in Betracht kamen. Bei vierpoliger Anordnung dagegen war die Sättigung in den Polen ungefähr doppelt so groß, und es mußten deshalb hier bei viel kleineren Sättigungen, gemessen im Läufer, zusätzliche Verluste entstehen.

Nach diesen Ausführungen wäre eigentlich zu erwarten, daß für die höchsten Sättigungen bei der zweipoligen Untersuchung im Ständergehäuse sich doch jedenfalls, wenn auch geringe, zusätzliche Verluste zeigen müssen. Dieser Vermutung nachgehend, habe ich in die Figur 15 die bei $N = 15$ und zweipoliger Anordnung im Ständergehäuse erhaltenen Verluste eingetragen und die lineare Verlustkurve rechnerisch bis zu $B = 20000$ verlängert; und richtig: es zeigen sich unverkennbar zusätzliche Verluste, die bei $B = 20000$ schon einen mäßigen Betrag annehmen. In Fig. 14 finden sich ebenfalls die Verlustkurven für die zweipolige Anordnung im Ständer bei der entsprechenden Periodenzahl, und auch hier ergeben sich Abweichungen, die gemäß der

höheren Periodenzahl etwas größer als die in Fig. 15 bestimmten sind.

Zur Beurteilung der mechanisch-elastischen Schwingungen diene noch kurz folgendes:

Der Schwingungszustand des sich drehenden Körpers wird von verschiedenen Faktoren abhängig sein: von der Entfernung der beiden Stützlager, von den Abmessungen der Welle selbst und von der Verteilung der Belastung. Diese Behauptungen werden gestützt durch Untersuchungen, die an einem Ringanker von Schuckert vorgenommen wurden. Hier liegen andre mechanische Verhältnisse vor, und es ist deshalb zu erwarten, daß die Schwingungsverhältnisse auch andre sein werden. Die aufgenommenen Oszillogramme bestätigen dies vollkommen. In Oszillogramm Fig. 24 ist z. B. die Spannungskurve einer auf dem Läufer befindlichen Prüfspule verzeichnet, und daneben findet sich der Vorgang in einer auf dem oberen Magnetpol angebrachten Prüfspule.

Fig. 24.

Die mechanisch-elastischen Schwingungen der Maschine von Schuckert.

Schwingungen treten also auch hier auf, doch verlaufen sie wesentlich anders. Auf eine Umdrehung des Läufers entstehen hier vier Schwingungen, die eine ganz andre Gestalt haben als die an der eigenen Versuchsmaschine gefundenen. Sie sind einer Grundwelle überlagert, die allerdings in dieser Abbildung nur sehr schwach zum Ausdruck gelangt.

Die Schwingungen in den Maschinen bedürfen zu ihrer Aufrechterhaltung eines periodisch wiederkehrenden Anstoßes. Derartige Auslösungsfaktoren sind auch vorhanden: es können da mitwirken das Schwergewicht, einseitige Zentrifugalkräfte infolge geringer Exzentrizität des Eisenringes gegenüber der Welle, sowie ein ungleichmäßiges Drehmoment des Antriebmotors.

Genauere Untersuchungen über den Einfluß der mechanischen Faktoren auf die Größe der Schwingungen sind nicht mehr durchgeführt worden.

Kurze Zusammenfassung der Versuchsergebnisse.

1) Es wird gezeigt, daß bei der Ummagnetisierung von ringförmigen Eisenkörpern im feststehenden Magnetfeld Abweichungen von den bei linearer Ummagnetisierung erhaltenen Eisenverlusten auftreten, die in mechanisch-elastischen Schwingungen des umlaufenden Teiles ihre Ursache haben.

2) Die mechanisch-elastischen Schwingungen sind im wesentlichen von dem mechanischen Aufbau des Körpers abhängig und werden bei nicht gleichartig gebauten Maschinen verschieden sein. Die Art der verwendeten Lagerung ist ohne Einfluß auf den Schwingungszustand. Durch magnetische Kräfte kann der Schwingungszustand nur unwesentlich beeinflußt werden.

3) Die genannten Schwingungen werden von Einfluß bei den Versuchen über drehende Hysterese sein, und es dürfte darin ein Grund für die Nichtübereinstimmung der verschiedenen bisher erzielten Ergebnisse zu suchen sein.

Der Elbtunnel in Hamburg und sein Bau.[1]

Von Baumeister **O. Stockhausen** in Hamburg.

(Schluß von S. 1395)

4) Beginn des Vortriebes.

Besonderer Erwähnung bedürfen noch der Beginn des Vortriebes am Schacht Steinwärder und der Schluß am Schacht St. Pauli. Die Schilde wurden neben dem Schacht Steinwärder erbaut und dann zunächst ohne Pressen und sonstige Einrichtungen auf die Schachtsohle abgelassen. Das Ablassen der 120 t wiegenden Schilde auf die Schachtsohle erfolgte nach Aufstellung eines kräftigen Gerüstes über der Klappe der Senkkastendecke mit Hülfe von Schraubenspindeln und Augenstäben, die an Drahtseilen, die um den Schild gelegt waren, angriffen. Fig. 42, S. 1393, zeigt den Schild von vorn im Ablaßgerüst. Das Absenken eines Schildes erforderte 3 Tage.

Für den Beginn des Tunnelvortriebes vom Schacht Steinwärder aus bedurfte es noch besonderer Vorkehrungen, um die Vortriebschilde durch die Schachtwand und weiter in die vorgesehene Richtung einzuführen, Fig. 48 und 49. Zu diesem Zweck wurde auf der Schachtsohle, bis zur Senkkastendecke reichend, ein besonderes Betonwiderlager hergestellt, das durch Papierzwischenlagen für den späteren Abbruch schon in einzelne Blöcke aufgeteilt war. Ein kleiner Tunnel diente zum Absetzen der für die Richtung nötigen Messungen.

An dieses Betonwiderlager schloß sich ein aus Eisenbeton hergestellter Stützkörper von etwa 5,20 m Länge, in den das Förderrohr der Materialschleuse hineinragte. Dieser Stützkörper war auf Schienen gelagert und wurde, nachdem der zuerst in Angriff genommene Osttunnel genügend weit vorgetrieben war, in die Achse des Westtunnels geschoben und hier dann in gleicher Weise verwandt.

Vor diesem Stützkörper befand sich ein vorläufiger Stütztunnel aus Tunnelringen, der bis in den Vortriebschild reichte. Nach dem Durchstemmen der Tunnelöffnung in der Schachtwand wurde der Vortriebschild in schon vorhin beschriebener Weise vorgetrieben und die Brust durch Brustverbau gesichert. Nachdem der Osttunnel 100 m weit in der Tunnelstrecke vorgetrieben war, erfolgte der Vortrieb des Westtunnels, da bei gleichzeitigem Vortrieb beider Tunnel durch die Luftausströmungen am Brustverbau das überlagernde Erdreich zu stark aufgewühlt worden wäre. Nachdem beide Tunnel genügend weit vorgetrieben und die Schleusenwände in die Tunnelstrecke gelegt waren, wurden diese ganzen Einbauten aus dem Schacht entfernt.

5) Ende des Vortriebes.

Der Anschluß der Tunnelröhren an den Schacht St. Pauli war ursprünglich in der Weise geplant, daß die Schilde in den Schacht hineingetrieben und dann zerlegt werden sollten. Man entschloß sich aber dann, die Schilde bis an den Schacht heranzutreiben, die ganze Installation und alle Wände herauszunehmen, den Mantel stehen zu lassen und den Tunnel hindurchzubauen. In dieser Weise ist der Anschluß auch zur Ausführung gekommen. Der steckengebliebene Mantel bedeutet an der Anschlußstelle eine Verstärkung der Tunnelverkleidung.

Besondere Vorsicht erforderten an den vier Anschlußstellen der Tunnelröhren die wasserdichte Verbindung mit dem Schachtmauerwerk und dessen Isolierschicht. An jeder Anschlußstelle wurde die Isolierschicht zwischen zwei Ringe eingeklemmt und diese Dichtung zur Sicherheit in einem Nebenanschluß wiederholt. Die Dichtung ist denn auch in bis jetzt durchaus befriedigender Weise ausgefallen.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserbau) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 85 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

e) Installationen.

Zur Ausführung der vorbenannten Arbeiten waren umfangreiche Installationen notwendig. Es galt zu erzeugen:

1) niedrig gespannte Preßluft für beide Tunnelröhren;

2) hoch gespannte Preßluft für Hinterspritzung, Preßlufthämmer und Nietöfen;

3) Preßwasser für den Schildvortrieb, die Triebpfähle, die hydraulische Absteifung und den Einbaukran;

4) Elektrizität für Aufzüge, Motoren, Pumpen, Beleuchtung usw.

Außerdem waren nach dem Preßluftraum zu legen an Leitungen: Stadtwasserleitung für Trink-, Spül- und Feuerlöschzwecke, Ausblaseleitungen für Wasser, Nietöfen und verbrauchte Luft, Baufernsprecher und zur Sicherheit Nebenschluß an den Reichsfernsprecher, der gleichzeitig ermöglichte, daß die Ingenieure von ihren Wohnungen nach vor Ort sprechen konnten. Fig. 50 zeigt einen Lageplan der gesamten Installationsanlagen. Im ganzen belief sich die installierte Maschinenkraft auf 1300 PS. Als Krafterzeuger dienten 4 Lokomobilen und 9 Wolfsche Röhrenkessel von 12 at Ueberdruck mit Ueberhitzern. Die Preßluft gewöhnlicher Spannung wurde erzeugt durch 3 große, 3 mittlere und 3 kleine Kompressoren von einer Gesamtleistung von 15000 cbm/st angesaugter Luft, eine Menge, die auch zeitweise voll erforderlich war. Die durch die einstufige Kompression auf 120 bis 180° C erhitzte Luft wurde durch Oelabscheider geleitet und dann auf dem Wege zum Tunnel durch Einspritzdüsen und Einlegen der Leitung in einen mit Wasser gefüllten Betonkanal auf rd. 20° C abgekühlt. Die hoch gespannte Preßluft von 8 bis 10 at wurde durch drei kleinere Kompressoren erzeugt und in einem Windkessel aufgespeichert. Zur Erzeugung des Preßwassers dienten drei hydraulische Pumpen, zwei für 150 at, eine für 450 at Druck.

Für den Werkbetrieb waren dann noch die nötigen Maschinen für Preßlufteinrichtungen, ein Sandstrahlgebläse für Reinigungsarbeiten, eine Schmiede- und Schlosserwerkstatt für Reparaturarbeiten sowie transportable Apparate für autogene Eisenbearbeitung vorhanden. Für die Arbeiter waren Aufenthalträume, Wascheinrichtungen, Garderobenräume und eine Schlafbaracke mit daneben befindlicher Küche eingerichtet. Eine Feldbahnanlage mit Baulokomotive vermittelte den Materialverkehr der Baustelle mit den entfernter liegenden Lagerplätzen und Abladestellen, und ein auf der Baustelle eingerichtetes Lazarett unter Aufsicht eines Arztes sorgte für die Behandlung von Preßluft-Kranken.

Fig. 48 und 49. Beginn des Tunnelvortriebes. Maßstab 1 : 250.

a Vortriebschild	*h* Absteckstollen	*o* Fernsprecher
b Erektor	*i* Materialschleusen	*p* Abort
c Stütztunnel	*k* Schachtschleuse für Personen und Material	*q* Baubude
d Tunnelsteifen	*l* Tunnelschleusen	*r* Schalttafel
e bewegliches Arbeitsgerüst	*m* Achsbolzen	*s* Hunde
f Stützkörper	*n* Hinterspritzungsvorrichtung	*t* Personenschleuse
g Betonwiderlager		

f) Absteckung.

Die Absteckung des Tunnels bot ebenfalls einiges Bemerkenswerte. Im Unterschied gegen einen ohne Schild hergestellten Tunnel ist eine Berichtigung des ersten Vortriebes nicht mehr möglich. Wie der Schild läuft, so liegt der Tunnel fest. Deshalb mußte auf die genaue Lage des Schildes bei jedem Vortrieb der größte Wert gelegt werden. Der Schild wird am einfachsten durch Ausschalten einzelner Pressen unter Berücksichtigung der besondern hier vorliegenden Eigentümlichkeiten gesteuert. Die Aufgabe besteht darin, geringste Abweichungen in der Schildlage sofort zu erkennen; denn nur bei kleineren Berichtigungen folgt der Schild leicht dem Druck der Pressen. Somit galt es, die vier Elemente der Schildlage: Höhenlage, Höhenneigung, Seitenlage, Seitenneigung, bei jedem Vortrieb genau festzustellen und in das Protokoll einzutragen. Dafür waren besondere Meßeinrichtungen vorhanden; es gelang, den Schild so genau zu steuern, daß der ausbetonierte Tunnel im Grundriß in die genauen Linien gelegt werden konnte, im Aufriß nur kleinere, mit dem bloßen Auge nicht erkennbare Abweichungen zeigt. An den Uebergängen von einem Medium in das andre, also von der Schachtwand zum Erdreich oder vom Sand zum festen Ton, zeigten beide Schilde Neigung zu unerwarteten Verdrehungen.

Die Lage des Schachtes Steinwärder wurde beim Absenken annähernd durch aufgehängte Lote, genauer durch Nivellement des Trägerrostes geprüft. Der Schacht hatte das Bestreben, sich nach der

Elbseite zu neigen. Doch gelang es, ihn mit einer Neigung von nur 1 : 2000 in die Endstellung zu bringen. Er war so gebaut, daß eine Neigung von 1 : 400 noch nicht zu Stemmarbeiten genötigt hätte.

Die Präzisionsmessungen für die Festpunkte im Tunnel waren für die Höhenlage einfach. Ein Präzisionsnivellement über die Elbe ergab zwei genaue Festpunkte an beiden Ufern; die Uebertragung auf die Sohle erfolgte durch in senkrechten Bahnen geführte Präzisionslatten.

Etwas schwieriger waren die Richtungsbestimmungen, einesteils wegen der verhältnismäßig kurzen Basis der Ablotung, dann wegen der in Preßluft auftretenden Nebel und weil mit den vorhandenen Einrichtungen die Richtung nach erstmaliger Festlegung nicht mehr durch die Senkkastendecke hindurch nachgeprüft werden konnte. Die Ablotung der auf dem Schachtrande durch Meßschieber festgelegten Meßachse auf die Schachtsohle geschah optisch mittels besonders gebauter Ablotgeräte und wagerechter Visierplatte mit Mikrometerschraube, die in schwere gußeiserne Stühle eingesetzt wurden. In den Tunneln wurden die Meßachsen durch im First angebrachte Meßschieber mit Mikrometerschraube festgelegt; die Meßschieber gestatteten Ablesungen auf 1/20 mm, Fig. 51. Trotz dieser sorgfältigen Messungen war man während des Baues in einer gewissen Spannung, welche Abweichungen man am andern Ufer erhalten würde, da eine Kontrolle nach rückwärts nicht wiederholt werden konnte.

Um jedoch eine Nachprüfung auszuüben, wurde folgendes Hülfsmittel angewandt, Fig. 52 und 53. In der Nähe der Landungsbrücken, am Ponton, wurde in der Tunnelachse von oben her ein Loch in das Flußbett gebohrt. Das Futterrohr dieses Bohrloches wurde nicht ganz bis unten auf den Grund gebracht, sondern es kam ein Betonpfropf hinein und auf diesen ein Gipskuchen. Dann wurde über dieses Rohr ein Bügel gespannt und daran ein Meßschieber mit an hängendem Lot genau einvisiert. Das Lot war nicht wie üblich geformt, sondern am unteren Ende mit einer flachen Unterfläche und in dieser mit einer scharfen, genau zentrierten Spitze versehen, Fig. 52.

Fig. 51. Meßschieber.

Nach Einmessung dieses an einem Faden hängenden Lotes wurde der Faden mit einer Flamme durchgebrannt, das Lot, das nur wenige Zentimeter bis zum Gipskuchen zu

Fig. 50.

Baustelle und Installationsanlagen auf Steinwärder.

a Kesselhaus mit 9 Kesseln von je 46 qm Heizfläche und 12 at Druck
b Kompressoren
c Lokomobilen
d Schuppen zum Betonieren der Ringe
e Preßwasserpumpen
f Schuppen zum Reinigen der Ringe mit Sandstrahlgebläse
g Schuppen für Tunnelringe
h Schablone für Tunnelringe
i Lagerschuppen
k fahrbarer Kran
l Küche
m Schlafbaracke für 56 Betten
n Wohnhaus für den Arzt

fallen hatte, bohrte sich mit der Spitze in diesen ein und blieb senkrecht stehen. Darauf wurde das Lot vorsichtig in Gips eingehüllt und der Sicherheit wegen dieser Vorgang nochmals wiederholt. Schließlich wurde ein kräftiger Beton-

Fig. 52 und 53. Achskontrolle.

Ablotung.

Anvisieren des Lotes.

pfropf daraufgesetzt, das Bohrrohr entfernt und das Loch wieder geschlossen. Dann kam der Augenblick, wo der Schild in die Nähe des Bohrloches gelangte; ein kleiner Stollen wurde in dem festen Erdreich vorgetrieben, mit äußerster Vorsicht die Lote freigemacht und mit dem Theodolit die Spitze des Lotes anvisiert, Fig. 53. Das Ergebnis war eine Abweichung von im Mittel 12 mm nach Osten, die so gering war, daß sie nicht berichtigt zu werden brauchte.

Am 29. März 1910 mittags 12 Uhr wurde in Gegenwart des Senats und der Bürgerschaft der zuerst begonnene Osttunnel durch Sprengung der den Durchgang schließenden Blendscheibe am Schacht St. Pauli durchgeschlagen, nachdem schon einige Tage vorher die Preßluft aus dem Tunnel abgelassen war. Wenige Wochen später, am 1. Juni 1910, wurde auch der zweite Tunnel durchgeschlagen. Noch während des Ausbaues besichtigte der Deutsche Kaiser am 18. Juni desselben Jahres die Baustelle. Am 7. September 1911 morgens 9 Uhr wurde der Elbtunnel dem Personenverkehr übergeben, am 30. November 1911 wurde er auch für den Wagenverkehr freigegeben.

g) Arbeiterschutz.

Es werde endlich noch kurz auf die für den Arbeiterschutz getroffenen Maßnahmen eingegangen. Der Vorkehrungen zur Verhütung von Verlusten bei Wassereinbrüchen wurde oben schon gedacht. Gleich ernst zu nehmen war die Feuersgefahr, einesteils wegen der durch die Schleusen erschwerten Rückzugmöglichkeit, dann aber wegen der durch die Preßluft hervorgerufenen intensiven Verbrennung. Brannten doch ausgeblasene und weggelegte Kerzen an dem noch glimmenden Docht wieder zur vollen Flamme an. Zwei Brände in Preßluft gefährdeten das Leben der Arbeiter; doch gelang es beidemal, diese ohne ernstere Unfälle herauszubekommen. Löscheinrichtungen im ganzen Tunnel, rauch-

o Umkleide- und Waschräume
p Krankenräume und Krankenschleuse
q Betonmaschine
r Zementschuppen
s Dreherei und Schlosserei
t Bureauhaus
u Arbeiterraum
v Schmiede
w Aborte
A Luftdruckleitung
B Preßwasserleitung
C Kabelleitung
D Reiniger
E Schieberstation
F Ausblaseleitung

sichere Ummantelung der Treppe, Frischluftleitung nach den Schachtrohren und Schleusen waren die wichtigsten Sicherheitsmittel. Auch leisteten die Drägerschen Apparate bei der Bekämpfung des zweiten Feuers wertvolle Dienste.

Schwieriger noch war der Kampf gegen die bekannte Preßluftkrankheit. Um ihr zu begegnen, war auf der Baustelle ein Lazarett mit mehreren Betten, Badezimmer, Untersuchungszimmer, Krankenschleuse eingerichtet, in dem ein auf der Baustelle wohnender Arzt die Eingestellten untersuchte und die Erkrankten behandelte. Für das Ein- und Ausschleusen waren besondere eingehende Vorschriften erlassen, die der ständigen Ueberwachung der Bauleitung und besonders des Arztes unterlagen. Die so wichtigen Ausschleusungszeiten wurden durch selbstzeichnende Druckmesser konstrolliert, Fig. 41. Besonders ausgebildete Schleusenwärter in den Schleusen selbst waren bei strengen Strafen für das Einhalten der Schleusungszeiten verantwortlich. Den Arbeitern standen zum Ausschleusen wollene Decken zur Verfügung. Der Verkauf von alkoholischen Getränken war auf der Baustelle untersagt, statt dessen wurde sämtlichen Angestellten in Preßluft und nach dem Ausschleusen unentgeltlich heißer Tee verabreicht. Wenn trotz dieser energisch durchgeführten und überwachten Vorsichtsmaßnahmen 615 leichte, 74 schwere Erkrankungen und drei Todesfälle eingetreten sind, so muß diese Zahl im Vergleich zu den Unfällen bei amerikanischen Tunnelbauten doch als sehr gering bezeichnet werden. Die Erkrankungen verteilen sich auf 4400 untersuchte Arbeiter und Beamte. Ihre Zahl wäre noch geringer gewesen, wenn es möglich gewesen wäre, das Verhalten auch außerhalb der Arbeitzeit, besonders im Alkoholgenuß, zu regeln. Die gemachten Erfahrungen und besonders die Untersuchungen des Arztes Dr. Bornstein bei diesem umfangreichsten deutschen Preßluftbau haben jedenfalls die Wissenschaft bereichert.

Von den Ergebnissen seien nur nachfolgende Punkte erwähnt:

1) Ein gesunder Mensch stirbt nicht durch normale Preßluftarbeit, wenn er auch erkranken kann. Der erste wichtige Punkt ist die ärztliche Untersuchung aller in Preßluft Beschäftigten.

2) Das ungleichmäßige Ausschleusen nach Haldane, zuerst rasch, dann langsam, verringert etwas die Erkrankungsziffer.

3) Körperliche Tätigkeit während des Ausschleusens oder gleich danach (Treppensteigen) verringert die Erkrankungsziffer beträchtlich.

4) Fette Leute sind mehr als magere gefährdet.

So ist zu hoffen, daß der Bau auch dazu beigetragen hat, die oft schwer empfundenen Gefahren der Preßluftarbeit zu erkennen und mehr und mehr zu vermeiden.

Der Tunnelbau unterstand der von dem Wasserbaudirektor Hrn. Geh. Baurat Prof. Bubendey geleiteten Hamburgischen Wasserbaudirektion.

Wie schon erwähnt, ist der geistige Urheber des Entwurfes der Dezernent für Hafenbau, Hr. Baurat Wendemuth in Hamburg, unter dessen Oberleitung die Einzelbearbeitung des Entwurfs und die Bauleitung dem Verfasser übertragen waren. Hinzugezogen wurde für die architektonische Durchbildung Hr. Architekt Wöhlecke der Firma Raabe & Wöhlecke in Hamburg. Die Tunnelverkleidung und die Bauverfahren, besonders die Vortriebschilde und sonstigen Installationen, rühren von der ausführenden Firma Ph. Holzmann & Cie. in Frankfurt a. M. her. Die Aufzüge wurden von der Otis-Gesellschaft unter Leitung der maschinentechnischen Abteilung der Wasserbaudirektion (Maschinenbauinspektor E. G. Meyer) eingebaut.

Auf einen Punkt sei noch zum Schluß hingewiesen:

Der Tunnel führt unter der St. Pauli-Landungsbrücke hindurch, der größten schwimmenden Landungsanlage des europäischen Festlandes. Dicht daneben fährt die neue elektrische Hochbahn, aber mit einem reizvollen Uebergang von der Hoch- zur Untergrundstrecke. Auf engem Raum vereint haben wir hier eine lebendige Anschauung, wie die moderne Technik zu Lande, auf dem Wasser und unter dem Wasser die an sie herantretenden Aufgaben mit Sicherheit zu lösen imstande ist.

Zusammenfassung.

Der Aufsatz gibt eine Beschreibung des Elbtunnels in Hamburg und schildert eingehend dessen bauliche Herstellung. Vorgeschichte, architektonische Durchbildung, maschinelle Anlagen und Betriebe werden nur kurz erwähnt.

Der neue Werkstattbau für die mechanischen Werkstätten von Johann Puch A.-G., Graz (Steiermark).[1]

Von **Oskar Knoop**.

Die altbekannten Fahrrad- und Motorradwerke Johann Puch A.-G. in Graz waren eine der ersten Fabriken Oesterreichs, die den Automobilbau aufnahmen. Die beispiellose Entwicklung, die die Automobilindustrie in den letzten zehn Jahren genommen hat und wohl auch in Zukunft noch nehmen wird, hat durchweg bedeutende Vergrößerungen der bestehenden Fabriken zur Folge gehabt. Die Firma Johann Puch A.-G. mußte sich, um den großen Anforderungen des Marktes nachzukommen, ebenfalls bedeutend vergrößern und führte zu diesem Zwecke vorerst im Jahre 1911 einen neuen Fabrikbau auf, der wegen seiner Anordnung und inneren Einrichtung beachtet zu werden verdient.

Die neue Werkstatt umfaßt rd. 3100 qm Arbeitsfläche und ist durchweg einstöckig. Die derzeitig bestehenden billigen Grundstückpreise in Graz haben es nicht nötig gemacht, einen mehrstöckigen Bau aufzuführen, was man nach Möglichkeit vermeidet, da der Fabrikverkehr in einem einstöckigen Gebäude viel leichter ist und man Förderanlagen wie Fahrstühle usw. von vornherein spart. Beim Entwurf des Neubaues wurden alle Möglichkeiten berücksichtigt, die für die Anlage eines so großen Fabrikgebäudes zu beachten sind, so insbesondere die der Erweiterung der neuen Fabrikräume, da der Firma noch ein umfangreiches Gelände für die Bebauung zur Verfügung steht. Es wurde ein allgemeiner Bebauungsplan für das gesamte Grundstück ausgearbeitet und zunächst der erste Teil des Planes ausgeführt. Die bestehenden Werkstätten sollen so lange benutzt werden, bis der Platzbedarf und die Entwicklung des Bauplanes es erfordern, sie abzureißen. Infolgedessen mußte auch der Neubau in gewisse Beziehung zu den bestehenden Werkstätten gebracht werden.

Wie aus dem Grundriß, Fig. 1, ersichtlich, ist der neue Fabrikbau an das Rohstofflager angeschlossen worden, so daß die Rohstoffe unmittelbar in die neue Werkstätte, wo meistens Werkzeugmaschinen stehen, eingeführt werden können. Später sollen die Arbeitstätten nach und nach so aneinander gereiht werden, daß die einzelnen Abteilungen vom Rohstofflager bis zur Ablieferung der fertigen Waren möglichst hintereinander liegen und jeder unnötige Transport erspart bleibt. Die Reihenfolge wird dann sein: Rohstofflager, mechanische Werkstätten und zuletzt die Montage.

Grundsätzlich wurde als Hauptkonstruktion für den Neubau ein Säulenhallenbau von je 10 m Spannweite und 6 m Abstand zwischen den Säulen in der Längsrichtung der

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten postfrei für 20 ₰ gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Fig. 1.

Grundriß der mechanischen Werkstatt.

Maßstab 1 : 1000.

Hallen ins Auge gefaßt. Die Spannweite von 10 m wählte man, um bei bester Raumausnutzung die günstigste Aufstellung der Werkzeugmaschinen zu erzielen; denn bei Werkzeugmaschinen für Massenherstellung muß damit gerechnet werden, daß der Arbeiter Platz zum Arbeiten und zum Materialabladen hat, was ungefähr einen Zwischenabstand der Maschinenreihen von 1,5 m bedingt, abgesehen von den Hauptgängen. Wie Fig. 2 zeigt, ergibt sich somit ein Maschinenpark von je vier Reihen Werkzeugmaschinen. Diese sind so aufgestellt, daß in der Mitte jeder Halle ein Hauptgang von rd. 3 m ist; seitlich in den Hallen stehen die Werkzeugmaschinen rd. 2 m von der Hallengrenze ab, und der Abstand zwischen zwei Reihen beträgt 1,5 m. Somit ist die Uebersichtlichkeit sehr groß und der Verkehr möglichst ungehindert. Man beabsichtigte vorerst, vier solche nebeneinanderliegende Hallen aufzuführen. Nachdem man sich über die Größenverhältnisse des Baues und seinen Grundriß grundsätzlich im klaren war, wurden alle Baumöglichkeiten erörtert, insbesondere aber, ob man Eisenbeton oder Eisenkonstruktion für den Bau nehmen sollte. Die Entscheidung fiel zuungunsten des Eisenbetons aus, und man entschloß sich zur Eisenkonstruktion. Der Grund war folgender:

Beim Ueberprüfen der bestehenden Fabriken ersah man, daß fast keine Fabrik länger als zwanzig Jahre unverändert stehen bleibt; entweder nimmt man bauliche Veränderungen vor, die durch die moderne technische Entwicklung veranlaßt werden, oder aber, was besonders in entwicklungsreichen Städten häufig der Fall ist, die Fabrik kann sich nicht weiter ausdehnen, weil sie umbaut ist, muß daher ihr Grundstück verkaufen und nach auswärts ziehen. In den meisten Fällen werden auf dem ehemaligen Fabrikgrundstück, wenn es im bewohnten Stadtgürtel liegt, Wohnhäuser errichtet, oder es ergibt sich aus der Entwicklung der Fabrik selbst, daß sie eine andre Fabrikation aufnimmt und daher ihre Baulichkeiten entsprechend ändern muß. Aus diesen Gründen errichtet man heute keine Fabrik für die Ewigkeit, sondern als beweglichen und veränderlichen Bau. Ein

Fig. 2.

Querschnitt durch 2 Hallen der Werkstatt.

Maßstab 1 : 200.

Eisenbetonbau, der zuerst beabsichtigt wurde, wäre aus allen angeführten Gründen ein Hindernis; denn in dem Augenblick, wo man ihn abreißt, wird sein großer Wert nur zu dem eines Trümmerhaufens; um aber aus einer

Fig. 3.

Querschnitt der Umfassungsmauer.

Maßstab 1 : 125.

Fabrik einen solchen Trümmerhaufen zu machen, braucht man außerdem ziemlich viel Geld. Das alles ist beim Eisenbau nicht der Fall. Er ist nicht nur leicht abzubrechen, sondern weist auch im abgebauten Zustande noch immer einen beträchtlichen Wert auf, besonders wenn er so eingerichtet ist, daß er ohne weiteres anderswo aufgestellt werden kann. Ferner hat sich ergeben, daß der Eisenbau bedeutend billiger ist. Auch werden wir späterhin noch sehen, welche Vorteile die Eisenkonstruktion noch für die mechanische Werkstätte, für die Transmissionen usw. bietet.

Fig. 4 und 5.

Dachplan mit Oberlichtfenstern.

Maßstab 1 : 750.

Als Umfassung wurden Mauern mit Pfeilern als Auflagern für die Dachbinder gewählt, wie aus Fig. 3 ersichtlich ist. Man ist demzufolge imstande, den Bau zu erweitern, indem man einfach die Zwischenmauern herausnimmt und die gemauerten Pfeiler stehen läßt oder sie gegen eiserne auswechselt.

Das Dach ist ein Pultdach und hat für die Belichtung Fensterreiter mit Schnürlglas bezw. Riffelglas. Fig. 4 und 5 zeigen, daß die Oberlichte der parallel laufenden Hallen gegeneinander versetzt sind, und zwar ist immer ein Feld bis zum nächsten Oberlicht ausgelassen worden, so daß in der benachbarten Halle immer da wieder ein Oberlicht eingesetzt ist, wo es in der ersten Halle fortgelassen wurde. Jedes Oberlicht hat 14 qm Grundfläche. Für die gesamten Werkstätten ergeben sich somit Lichteinfallöffnungen, die zur Grundfläche im Verhältnis von 1 : 9 stehen. Die Höhe vom Fußboden bis zu den Dachbindern beträgt 4 m. Das Dach hat einen Gefällewinkel von rd. 24°. Aus der Konstruktion und Anordnung der Oberlichte ergibt sich, daß jeder Punkt, der bis zu 3 m hoch, vom Fußboden gemessen, liegt, unmittelbare Lichtstrahlen mindestens von drei Fenstern erhält, wie aus den Lichtdiagrammen, Fig. 6 und 7, hervor-

Fig. 6. Lichteinfall.

Fig. 7. Eisenkonstruktion mit Lichtdiagramm.

Isolation. Das Dach ist somit innen und außen feuersicher, obwohl es ein Holzdach ist, das wegen seiner Leichtigkeit und Billigkeit gewählt wurde. Erwähnenswert ist noch, daß für den Ablauf des Regenwassers zwischen den Hallen Sickergruben, wie aus Fig. 1 ersichtlich, angebracht sind. Bei der Gelegenheit soll auch bemerkt werden, daß das Glas bei den Oberlichten nicht angekittet, sondern auf Blechrillen federnd aufgelagert ist, wie aus Fig. 9 hervorgeht. Das Regenwasser, das zwischen dem aufgelagerten Blech und dem Glas noch hindurchläuft, wird von der unter dem Glas liegenden Blechrinne aufgefangen und übers Dach geführt. Der Neigungswinkel des Dachreiters beträgt 45°.

Für den Fußboden wurde Beton gewählt.

Die Kosten des beschriebenen Baues belaufen sich auf 25,50 ℳ/qm, was bei den teuren Materialpreisen, die in Oesterreich herrschen, beachtenswert billig ist.

Von der Inneneinrichtung des Baues seien noch einige bemerkenswerte Einzelheiten mitgeteilt. Für den Betrieb der Werkzeugmaschinen wurde Gruppenantrieb durch Elektromotoren vorgesehen, und zwar wurden für die zwei mit Werkzeugmaschinen besetzten nebeneinander liegenden Hallen 3 Elektromotoren von je 60 PS aufgestellt. Jeder Elektromotor arbeitet mit 800 Uml./min auf ein Vorgelege, das mit 400 Uml./min läuft. Von jedem Vorgelege aus werden zwei Wellenstränge angetrieben, wie Fig. 10 zeigt. Da diese die

Fig. 8. Mechanische Werkstatt.

geht. Die Folge davon ist, daß die Werkstätten sehr hell sind und ein beinahe schattenloses Licht herrscht.

Die Dachbinder und die Säulen sind aus Fig. 7 ersichtlich. Der ganze Bau ist ein Sprengwerk, das durch Leichtigkeit und Zierlichkeit allgemein auffällt und den Vorteil hat, daß die Werkstätten höher aussehen, als sie in Wirklichkeit sind. Man hat bei diesem Bau nicht den Eindruck des Gedrückten, wie sonst bei einer 4 m hohen Werkstätte, die Werkstätte sieht im Gegenteil sehr hoch und luftig aus, wie aus Fig. 8 hervorgeht. Man hat ein isoliertes Dach gewählt, um den Temperaturwechsel zwischen innen und außen abzuschwächen. Das Dach ist außen mit Blech bedeckt und innen mit Brettern verschalt, die mit einer feuersicheren Pappe »Andura« belegt sind. Die durch die Holzsparren entstehenden Lufträume zwischen der äußeren Bedachung und der inneren Verschalung dienen der schon erwähnten

Fig. 9. Querschnitt der Glasauflage für die Oberlichte.

ganze Werkstatt durchziehen und die drei Motoren über die Länge der Werkstatt verteilt aufgestellt sind, s. Fig. 11, so kann man die Wellen beliebig kuppeln und gegebenenfalls, wenn wenig Werkzeugmaschinen laufen, die ganze Werkstätte mit einem Motor antreiben, indem man einfach die Stränge so zusammenkuppelt, wie man es braucht. Das ist z. B. bei Nachtschichten oder sonstigen Gelegenheiten, wo wenig Werkzeugmaschinen benutzt werden, unbedingt vorteilhaft.

Fig. 10.

Antrieb der Vorgelege durch den Elektromotor über ein Zwischenvorgelege.

Maßstab 1 : 200.

Hierbei möchte ich noch folgendes erwähnen: Die Antriebkraft des Vorgeleges greift in der Mitte der Wellen an. Infolgedessen bedarf man nur einer verhältnismäßig schwachen Transmissionswelle, was aus folgender Darstellung ohne weiteres hervorgeht: Von den 60 PS eines jeden Motors werden durch das Vorgelege 30 PS auf jede der beiden Transmissionswellen übertragen. Die Leistung, die nun von jeder Welle seitlich nach beiden Richtungen von der Antriebriemenscheibe aus durch die Werkzeugmaschinen abgenommen wird, beträgt rd. 15 PS, da ja die Antriebscheibe in der Mitte der Welle sitzt. Infolgedessen genügt für diese ganze Maschinenanlage eine Transmission,

Fig. 11.

Aufstellung der Elektromotoren und Vorgelege.

die imstande ist, 15 PS bei 250 Uml./min zu übertragen. Zu diesem Zwecke würde eine Welle von 55 mm Dmr. genügt haben. Um jedoch unter allen Umständen gewisse Möglichkeiten zu berücksichtigen und um den Biegungsbeanspruchungen durch den Riemenzug zu begegnen, hat man 60 mm Dmr. gewählt. Auch die Biegungsbeanspruchungen durch den Riemenzug ermäßigen sich dadurch, daß die Transmission, wie Fig. 11 zeigt, in der Mitte jeder Halle angeordnet ist und zu beiden Seiten an die Werkzeugmaschinen Kraft abgibt, so daß der seitliche Riemenzug größtenteils ausgeglichen ist, was natürlich der Abnutzung der Lager und der Durchbiegung der Welle sehr zustatten kommt. Die Transmissionen sind an einem 6 m langen Gitterträger aufgehängt, der von Dachbinder zu Dachbinder läuft und abgebaut werden kann, falls die Transmission verlegt werden soll und die Halle zu andern Zwecken gebraucht wird. Diese Gitterträger sind so stark gemacht, daß sie höchstens bis zu 2 mm durchhängen.

Wir kommen jetzt auf den beim Besprechen der Nachteile des Eisenbetonbaues erwähnten Grund, weshalb die Transmission vorteilhaft auf eine Eisenkonstruktion gesetzt wird. Jeder umlaufende Körper erzeugt Schwingungen, und eine Transmission, die außer den Umlaufbewegungen noch ungleichmäßige seitliche Riemenzüge bei meist nur genähten Riemen aufzunehmen hat, wird natürlich gewisse Erschütterungen hervorrufen. Es leuchtet ein, daß, wenn die Lagerböcke auf einem starren Fundament aus Mauerwerk oder dergl. stehen, diese Erschütterungen von der Transmissionsaufhängung gewaltsam vernichtet werden müssen, was aber nur dadurch geschehen kann, daß sie sich in Lagerreibung umsetzen. Das ist hier zum Teil vermieden, da das Transmissionslager die Erschütterungen bis zu einem gewissen Grad an die Gitterträger weitergibt, die sie durch ihre Federung beinahe ganz vernichten. Wir können also bei dieser Konstruktion von einer federnd aufgehängten Transmission sprechen. Für die Transmissionen hat man Sellerslager mit Weißmetall und Ringschmierung gewählt, um auch den Verschleiß und den Oelverbrauch gering zu halten. Die Vorgelege der Werkzeugmaschinen sind ebenfalls an Gitterträgern aufgehängt, die an den Dachbindern befestigt sind und abgebaut werden können.

Die Erfahrungen, die wir mit der Werkstätte in den bisherigen sieben Monaten gemacht haben, sind die denkbar besten, so daß sich die Firma entschlossen hat, in Zukunft noch einen gleich großen Bau aufzuführen.

Die einzelnen Abteilungen sind durch Drahtgitter getrennt, was für die Uebersichtlichkeit der Werkstätte von Vorteil ist. Als Glaskasten ausgebildete sogenannte Meisterbureaus sind in den Werkstätten nicht vorhanden, sondern nur verschließbare Klappulte. Der Meister sitzt erhöht mitten in seiner Abteilung, s. Fig. 12. Derartige Meisterpulte erfüllen

Fig. 12. Verschließbarer Meistersitz.

vollkommen ihren Zweck. Das Pult ist auch versetzbar, der Meister kann seinen Platz also je nach Bedarf wechseln, ohne daß dadurch große Veränderungen nötig werden. Außerdem stellen sich die Pulte im Preise viel niedriger als ein Bureau mit Glaswänden.

Die Zeit für Bau und Einrichtung der Werkstätten bis zur Inbetriebsetzung betrug rd. 4 Monate.

Zusammenfassung.

Es wird eine Werkstatt beschrieben, die trotz der niedrigen Baukosten bedeutende Vorteile aufweist, den Wert der konstruktiven Arbeit und den Grundsatz des Ingenieurs bestätigend: »Recht viel erreichen unter Aufwendung geringster Mittel«.

Untersuchungen an elektrisch und mit Dampf betriebenen Fördermaschinen.

Von Dipl.-Ing. **Bobbert** in Magdeburg.

Ueber die zahlenmäßigen Ergebnisse der Versuche ist bereits ein Vorbericht des Versuchsausschusses erschienen[1]). Ein ausführlicher Bericht ist in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Doppelheft Nr. 110/111, und in »Glückauf« 1911 S. 1629 u. f. gebracht.

Es wurden 8 Anlagen, von denen 4 mit elektrischem und 4 mit Dampfantrieb ausgerüstet waren, in den Jahren 1908 bis 1910 untersucht. Abgesehen von einer Anlage wurden überall betriebsmäßige Dauerversuche vorgenommen, die sich über 24 Stunden ausdehnten. Dabei wurden die Messungen lediglich vor und nach jeder Schicht abgeschlossen. Zugleich wurde versucht, die Schaulinien für die Fördergeschwindigkeit und die Leistung der verschiedenen Maschinen bei einzelnen Förderzügen festzulegen. Hierzu fehlte es jedoch bei Beginn der Untersuchungen an geeigneten Meßgeräten. Einige derartige Geräte kamen im Verlauf der Untersuchungen auf den Markt, andre wurden auf Veranlassung des Versuchsausschusses gebaut und von Versuch zu Versuch zu praktischer Brauchbarkeit durchgebildet. Wegen des schnellen Wechsels der zu messenden Vorgänge erwiesen sich in fast allen Fällen nur selbstaufzeichnende Meßgeräte als geeignet, während solche für Augenablesungen unbrauchbar waren.

Für die Messung der Fördergeschwindigkeit wurde mit großem Nutzen ein gewöhnlicher Morse-Drucker verwandt. Bei diesem wurde das Papier in Abhängigkeit von der Bewegung der Koepe-Scheibe oder der Seiltrommel vorgeschoben, und auf dem sich abwickelnden Papierstreifen wurden kurzfristige Zeitkontakte geschlagen. Für die Messung von Drehstrom und Gleichstrom wurden neue Geräte benutzt, welche nach geraden Koordinaten schrieben und einen großen Papiervorschub hatten. Die einzelnen Geräte waren dabei zusammengekuppelt, und das Meßpapier wurde durch einen kleinen Nebenschlußmotor mit einer Geschwindigkeit bis 30 cm/min vorgeschoben.

Für die Feststellung der indizierten Leistung der Dampfmaschinen reichten die gebräuchlichen Indikatoren, welche die Diagramme fortlaufend und gegeneinander versetzt aufschreiben, nicht aus; man benutzte dafür neuartige Indikatoren, die auf Wegbasis fortlaufende offene Diagramme zeichnen.

Trotz zahlreicher Versuche waren die Bemühungen zur Beschaffung eines einwandfrei arbeitenden Dampfmessers ohne Erfolg. Die untersuchten Messer wiesen sämtlich Fehler grundsätzlicher Art auf, die zuverlässige Messungen unmöglich machten.

Die einzelnen untersuchten Anlagen arbeiteten unter durchaus voneinander abweichenden Verhältnissen. Die Verschiedenheiten bestanden sowohl hinsichtlich der Förderhöhe, der Maschinenabmessungen, der Totlasten und der Nutzlasten, als auch hinsichtlich der in jedem Falle möglichen und erreichten Förderleistung. Diese Verschiedenheiten beeinflussen den Energieverbrauch einer Anlage maßgeblich und dürfen bei Gegenüberstellung der Endzahlen nicht unberücksichtigt bleiben.

Durchaus abweichende Zahlen zeigen zunächst schon die Gewichte und die Gewichtverteilung des eigentlichen Aufzuges. An und für sich und im Verhältnis zueinander verschieden waren die Gewichte der leeren Förderwagen, der Nutzlast bei Produktenförderung und Seilfahrt, der Körbe und der Seile, kurz der Schwungmasse der umlaufenden sowie der auf- und niedergehenden Teile. Das Leergewicht eines Förderwagens schwankte zwischen 307 und 433 kg, der Wageninhalt zwischen 526 und 794 kg. Die Wagenzahl auf einem Korbe betrug bei einigen Förderungen 6, bei andern 8. Die Nutzlast für einen normalen Kohlenzug schwankte bei den Zügen mit normal 8 Wagen zwischen 4,2 t (Julia) und 6,35 t (Emscher-Lippe) und verringerte sich bei den Zügen mit 6 Wagen bis auf 3,3 t (Helene & Amalie). Dabei hatten schwere Körbe oft leichte Lasten und leichte Körbe verhältnismäßig schwere Lasten zu tragen. So entfielen auf 1 kg Wagengewicht an Nutzlast 2,2 kg auf Schürbank & Charlottenburg und nur 1,4 kg auf Deutscher Kaiser. Auf 1 kg Korbgewicht betrug die Belastung bei Seilfahrt einmal 0,75 kg (Wilhelmine Victoria) und in einem andern Falle 0,34 kg (Mathias Stinnes, Maschine II), ferner die geförderte Nutzlast 1,1 kg auf Wilhelmine Victoria und Emscher-Lippe gegenüber 0,46 kg Nutzlast auf Helene & Amalie. Auf 1 kg Korbgewicht einschließlich des Gewichtes der darauf befindlichen leeren Wagen entfielen bei Emscher-Lippe 0,69 kg und bei Helene & Amalie 0,36 kg Nutzlast. Die Gewichte der leeren Wagen und Körbe beeinflussen das Seilgewicht und weiterhin, besonders bei großen Teufen, die Abmessungen der Maschine. Die Bruchfestigkeit der Seile wurde nach den Seilfahrtkonzessionen in einigen Fällen mit 150, in andern Fällen mit 170 kg/qmm gerechnet. Die geringste Förderhöhe hatte Rheinelbe mit 369 m, die größte Emscher-Lippe mit 670 m. Die Seilgewichte waren, auch abgesehen von den durch die Teufe bedingten Abweichungen, recht verschieden. Am günstigsten stellten sich im allgemeinen die Dreikant-Litzenseile. Das Oberseil (Rundseil) der Maschine I auf Mathias Stinnes wog bei 534 m Förderhöhe und 5,5 t normaler Nutzlast 14,0 kg/m, dagegen auf Emscher-Lippe (Dreikant-Litzenseil) für 670 m Förderhöhe und 6,35 t Nutzlast nur 9,3 kg/m. Sämtliche Anlagen arbeiteten mit Unterseil. Das Seilgewicht war bei den meisten vollständig ausgeglichen.

Sechs Förderanlagen waren mit Koepe-Scheiben, zwei Anlagen mit Trommeln ausgerüstet. Der Durchmesser der Scheiben und Trommeln schwankte bei beiden Antriebarten zwischen 6,4 und 8 m. Der Durchmesser der Seilscheiben betrug im allgemeinen 6, auf Mathias Stinnes jedoch nur 5 m. Als Masse für die Treibscheibe sind auf Wilhelmine Victoria, wo alle übrigen Teile des Aufzuges leicht gehalten waren, 2,19 und auf Rheinelbe 0,85 $tm^{-1}sk^2$ angegeben worden. Die Masse der Seiltrommeln einschließlich der aufgewickelten Seile stellte sich demgegenüber bei Schürbank & Charlottenburg auf 4,60 $tm^{-1}sk^2$. Als Gesamtmasse des Aufzuges ohne Fördermotoren hatte Emscher-Lippe bei 670 m Förderhöhe und 6,4 t Nutzlast 5,52 $tm^{-1}sk^2$ und Deutscher Kaiser bei nur 378 m Förderhöhe mit 4,4 t Nutzlast 5,49 $tm^{-1}sk^2$ zu bewegen; dabei waren beide Anlagen mit Treibscheiben ausgerüstet. Bei der Trommelförderung auf Julia stellte sich die Gesamtmasse des Aufzuges bei nur 4,2 t Nutzlast und 409 m Förderhöhe auf 8,67 $tm^{-1}sk^2$.

Die elektrischen Anlagen waren sämtlich nach dem System Ilgner gebaut und mit Leonard-Schaltung ausgerüstet. Nur bei einer von ihnen wurde der zum Betrieb nötige Strom auf der Zeche selbst erzeugt; die übrigen bezogen ihn von außerhalb gelegenen Kraftwerken. Die stärksten Maschinen hatte Emscher-Lippe, die schwächsten Mathias Stinnes; auf Emscher Lippe liefen am Versuchstage für 1 Förderung 1 Ilgner-Motor von 1440 PS und 2 Fördermotoren von zusammen 1900 PS normaler Leistung. Die Ilgner-Schwungräder wogen 2×40 t; in ihnen waren bei der höchsten Umfangsgeschwindigkeit von 85 m/sk 2×9400 tm an kinetischer Energie aufgespeichert[1]). Auf Mathias Stinnes arbeiteten zwei durch eine Schraubenkupplung verbundene Ilgner-Sätze auf 2 Förderungen. Jeder Satz hatte einen Ilgner-Motor von 500 PS und ein Schwungrad von 40 t. Die Fördermotoren eines Aufzuges konnten normal 1100 PS leisten.

Bei den Dampfförderanlagen war ebenso wie die Abmessungen die Beschaffenheit und Ausnutzung des Dampfes

[1]) Vergl. Z. 1910 S. 1445; »Glückauf« 1910 S. 1379.

[1]) Auf Emscher-Lippe arbeiten im gewöhnlichen Betriebe 2 durch eine ausrückbare Kupplung verbundene Ilgner-Sätze auf 2 Förderungen. Für den Versuchstag waren die Schwungräder zweier Ilgner-Sätze zusammengekuppelt; der zweite nicht untersuchte Satz lief dabei ohne Schwungrad.

recht verschieden. Auf Schürbank & Charlottenburg finden sich beispielsweise überhitzter Dampf von 12 at, Kondensation und Zwillingstandemanordnung, auf Wilhelmine Victoria Sattdampf von 8 at, Auspuff mit Speisewasservorwärmung und Zwillingsanordnung. Bei Helene & Amalie wurde der Abdampf zusammen mit dem Abdampf einiger andrer Maschinen zum Betriebe einer Abdampfturbine benutzt. Von den Zwillingstandemmaschinen hatten Schürbank & Charlottenburg und Julia Zylinder von 850 und 1250 mm Dmr. bei 2000 mm Hub, Helene & Amalie bei 8 at Kesseldruck Zylinder von 700 und 1200 mm Dmr. bei 1600 mm Hub.

Die für den Energieverbrauch der einzelnen Anlagen ermittelten Zahlen schwanken innerhalb weiter Grenzen. Bei den elektrischen Förderungen stellte sich am günstigsten Emscher-Lippe und am ungünstigsten Deutscher Kaiser. Auf Emscher-Lippe wurden an elektrischer Arbeit in 24 st 13572 KW-st verbraucht und für 1 Schacht-PS 1,56 KW, entsprechend einem Wirkungsgrade der Gesamtanlage von 47 vH, aufgenommen. Gefördert wurden 3511 t aus 670 m Teufe, und die mittlere Schachtleistung betrug 363 PS. Die Produktenförderung wurde in 2 annähernd gleich belasteten Schichten von je 8 st Dauer bewältigt. In der Morgenschicht kam die Nutzlast auf 1802 t in 284 Zügen von je 6,35 t, die Schachtleistung auf 559 PS und der Energieverbrauch für 1 Schacht-PS auf 1,39 KW mit 53 vH Wirkungsgrad. Die mittlere Leistungsaufnahme einschließlich des Verbrauches für die Erregung und die Hülfsmaschinen stellte sich während der Produktenförderung auf 777 KW. Die obere Grenze der Leistungsaufnahme des Ilgner-Motors lag zwischen 800 und 950 KW. Die Anker der beiden Fördermotoren, deren Spitzenleistung zu 2300 KW angegeben war, waren bei einem normalen Förderzuge im Höchstfall mit etwa 1700 KW belastet. Bei ruhender Förderung wurden von der Gesamtanlage für den Leerlauf des Ilgner-Motors, für die Erregung der Fördermotoren und den Betrieb der kleineren Hülfsmaschinen etwa 145 KW gebraucht. Die Schwankungen im Energieverbrauch waren während der Produktenförderung, wo die einzelnen Züge in verhältnismäßig kurzen und gleichmäßigen Pausen aufeinander folgten, recht gering. Die ausgleichende Wirkung der Ilgner-Schwungmassen ist aus den angeführten Zahlen zu ersehen. Fig. 1 und 2 geben ein Bild der Belastung des Ilgner-Motors, der Zugfolge und der Größe der gezogenen und der eingehängten Lasten für den Anfang der Morgenschicht. Zu bemerken ist bei diesen Ergebnissen, daß die Förderung am Versuchstage durch Einstellung von Hülfsmannschaften gesteigert wurde; sie übertraf den monatlichen Tagesdurchschnitt um 1100 t.

Auf Deutscher Kaiser wurden in 24 Stunden an elektrischer Arbeit insgesamt 4777 KW-st und für 1 Schacht-PS 2,70 KW, entsprechend einem Wirkungsgrade von 27 vH, aufgenommen. Die Förderung, die sich auf 2 Schichten von je 8 st Dauer verteilte, war im Verhältnis zu Emscher-Lippe gering. Es wurden im ganzen 1265 t aus 378 m Teufe gezogen. Die Schachtleistung betrug dabei im Mittel nur 74 PS. Während der am stärksten belasteten Produktenförderung der Morgenschicht wurden 683 t Nutzlast in 181 Zügen von 3,77 t gezogen. Die Schachtleistung betrug dabei im Mittel 120 PS, die von der Gesamtanlage verbrauchte elektrische Arbeit 2195 KW-st, der Verbrauch für 1 Schacht-PS 2,29 KW und der Wirkungsgrad 32 vH. Die mittlere Leistungsaufnahme stellte sich in dieser Zeit auf insgesamt 274 KW, während der Ilgner-Motor normal 560 KW abgeben konnte und das Schwungrad bei 85 m/sk Umfangsgeschwindigkeit über eine kinetische Energie von 9400 tm verfügte. Die obere Grenze der Leistungsaufnahme des Ilgner-Motors lag während der Förderung bei etwa 400 KW. Die Anker der beiden Fördermotoren, deren Spitzenleistung zu 1370 KW angegeben war, nahmen bei einem normal belasteten Förderzug im Höchstfall 1500 KW auf. Bei ruhender Förderung wurden von der Gesamtanlage etwa 110 KW verbraucht. Für die Aufzeichnung der Schaulinien des Energieverbrauches stand auf Deutscher Kaiser ein Meßgerät noch nicht zur Verfügung. Es sind daher in Fig. 3 die entsprechenden Kurven für den Versuch auf Mathias Stinnes wiedergegeben. Dort herrschte eine ähnlich schwache Förderung wie auf Deutscher Kaiser. Es arbeiteten jedoch 2 gekuppelte Ilgner-Sätze auf zwei Förderungen.

Von den vier untersuchten Dampfförderanlagen wurden nur bei dreien die Untersuchungen auf 24 st ausgedehnt. Von diesen förderte allein Julia in 2 Schichten. Die Förderung von Emscher-Lippe wurde von keiner auch nur annähernd erreicht. Die höchste Tagesförderung hatte Julia, bei der in

Fig. 1.
Förderung und Energieaufnahme des Ilgner-Motors auf Emscher-Lippe.

Fig. 2.
Erklärung zu Fig. 1 und 3.

Fig. 3.
Förderung und Energieaufnahme der Gesamtanlage auf Mathias Stinnes.

188

24 st 1900 t aus 409 m Förderhöhe gezogen wurden. Hierbei wurden 120 Schacht-PS geleistet und 89 t Dampf verbraucht; dem entsprechen 31 kg für 1 Schacht-PS-st. In der 7½-stündigen Hauptförderschicht kam die Förderung auf 980 t, die Schachtleistung auf 198 PS und der Dampfverbrauch für 1 Schacht-PS-st auf 26,8 kg. Die Anlage Julia hatte den verhältnismäßig größten Dampfverbrauch von allen untersuchten Anlagen. Der niedrigste fand sich auf Schürbank & Charlottenburg. Hier wurden in 24 st 1280 t in 282 Zügen von 4,5 t Nutzlast gefördert. Die Schachtleistung betrug 119 PS, der Dampfverbrauch im ganzen 69 t und für 1 Schacht-PS-st 24,1 kg. Für die Produktenförderung der achtstündigen Morgenschicht stellte sich die Förderung auf 1113 t in 202 Zügen, der gesamte Dampfverbrauch auf 41 t und der Dampfverbrauch für 1 Schacht-PS-st auf 16,5 kg. Eine Gegenüberstellung der für beide Anlagen ermittelten Zahlen ist recht lehrreich, da die Bauart und die Abmessungen der Maschinen in beiden Fällen genau die gleichen waren. Zu berücksichtigen ist, daß die Maschine auf Schürbank & Charlottenburg mit einem Dampfdruck, vor dem Absperrventil gemessen, von etwa 11 at, Ueberhitzung von 200 bis 220° und einer Luftleere von 76 vH arbeitete, während die Maschine auf Julia mit Sattdampf von 9 at, der ins Freie ausblies, betrieben wurde. Ferner führte auf Schürbank & Charlottenburg bei 603 m Förderhöhe ein Zug eine Nutzlast von 4,5 t im Tagesmittel und von 5,5 t in der Hauptförderschicht, während auf Julia bei nur 409 m Förderhöhe 3,2 bezw. 3,8 t gezogen wurden. Hier entsprach die Normallast nicht den Größenverhältnissen der Maschine, und der Maschinist drosselte den Frischdampf bei der vollen Fahrt um etwa 4 at. Der im Verhältnis beträchtliche Unterschied, welcher bei Schürbank & Charlottenburg in dem Ergebnis für 24 st und für die Hauptförderschicht besteht, wird dadurch erklärt, daß auf Schürbank & Charlottenburg nur in einer Schicht gefördert wurde. Für beide Anlagen fällt ins Gewicht, daß es sich um Antriebe mit Seiltrommeln handelte, bei denen der Dampfverbrauch im allgemeinen höher ausfällt als bei einer Koepe-Förderung.

Die bei der Förderung erzielten Beschleunigungs- und Geschwindigkeitszahlen schwanken innerhalb erheblicher Grenzen. Die elektrischen Maschinen fuhren mit geringerer Beschleunigung an als die Dampfmaschinen. Bei den ersteren betrug die mittlere Anfahrbeschleunigung fast gleichmäßig etwa 0,8 m/sk² und bei den Dampfmaschinen 1,3 bis 1,75 m/sk². Die bei der vollen Fahrt erreichte Höchstgeschwindigkeit war mit 13 m/sk am niedrigsten auf Mathias Stinnes und mit 23 m/sk am höchsten bei Wilhelmine Victoria.

Die Verschiedenartigkeit der im Vorstehendem erörterten Verhältnisse erhellt, daß die bei den Versuchen gefundenen Endzahlen für den Energieverbrauch für die Schacht-PS-st an sich keinen Rückschluß auf die Güte oder Leistungsfähigkeit einer Anlage oder einer bestimmten Bauart zulassen. Will man einwandfrei vergleichen, so darf man nicht die Endzahlen gegenüberstellen, sondern muß im einzelnen die Größe der Nutzlast, die Zugzahl, die Häufigkeit des Umsetzens, die Verluste bei ruhender Förderung, die Teufe und den Einfluß des mehr oder minder gut fahrenden Maschinisten berücksichtigen.

Im folgenden sollen einige grundsätzliche Gesichtspunkte, die den Energieverbrauch maßgebend beeinflussen, in allgemeiner Form erörtert werden.

Nutzlast. Eine Dampfmaschine wird um so günstiger arbeiten, je mehr sich die mittlere betriebsmäßige Nutzlast der Nutzlast, für die sie berechnet ist, nähert. Je kleiner die Nutzlast wird, um so ungünstiger arbeitet die Maschine. Auch bei negativen Nutzlasten werden noch geringe Dampfmengen gebraucht, allerdings nicht zum Gegendampfgeben. Die elektrische Fördermaschine paßt sich, soweit der Energieverbrauch der Fördermotoren in Frage kommt, einer Verringerung der Nutzlast besser an als die Dampfmaschine. Sie wird bei negativer Nutzlast, sobald diese eine bestimmte Höhe überschritten hat, Energie zurückgeben. Die Energie wird allerdings in den seltensten Fällen das Netz erreichen, sondern in der Regel vom Ilgnersatz für seine Leerlaufarbeit oder zum Aufladen des Schwungrades verbraucht werden.

Das Umsetzen. Beim Umsetzen ist die vom Aufzuge geleistete Arbeit theoretisch gleich null. Der Dampfverbrauch beim Umsetzen richtet sich in jedem Falle nach der jeweiligen Kolbenstellung. Sind Schachtfallen (Aufsetzvorrichtungen) vorhanden, so steigt er nicht unerheblich. Bei elektrischen Maschinen ist die Energieaufnahme der Fördermotorenanker beim Umsetzen im Verhältnis nicht so beträchtlich wie bei den Dampfmaschinen.

Zugzahl und Energieverbrauch bei ruhender Förderung. Bei den Dampfmaschinen entstehen Verluste durch Undichtigkeit der Maschinenteile und durch Abkühlung. Beide scheinen, soweit es sich bei den Versuchen feststellen ließ, je nach dem Zustande der Maschine in erheblichen Grenzen zu schwanken. So wurden auf Helene & Amalie in der Nachtschicht bei geringer Förderung in einem Falle 0,48 t/st und in einem andern 0,23 t/st Dampf, auf Schürbank & Charlottenburg dagegen in der gleichen Schicht 1,1 t/st Dampf verbraucht. Bei den elektrischen Anlagen entstehen Verluste ohne Rücksicht auf die Förderung durch den Energieverbrauch für den Leerlauf des Ilgnersatzes, für die Erregung und für den Betrieb der Oelpumpen und der übrigen kleinen Hülfsmaschinen. Diese Verluste bedeuten bei einer geringen Förderung einen hohen Prozentsatz des Gesamtverbrauches und beeinflussen die Endzahlen erheblich. Nach Abzug dieser Verluste, die ohne Rücksicht auf die Förderintensität entstehen, betrug beispielsweise der Energieverbrauch für 1 Schacht-PS in der Hauptförderschicht auf Deutscher Kaiser 1,37, auf Rheinelbe 1,27, auf Mathias Stinnes 1,29 und auf Emscher-Lippe 1,13 KW. Hieraus geht hervor, daß die Anlagen in der technischen Ausführung gleichwertig sind. Einschließlich dieser Verluste betrug der Energieverbrauch dagegen 2,29 KW auf Deutscher Kaiser (mittlere Schachtleistung 73,8 Schacht-PS) und 1,39 KW (mittlere Schachtleistung 363,0 Schacht-PS) auf Emscher-Lippe. Die Leerlaufverluste selbst weichen im Verhältnis zu der Größe der Anlagen wenig voneinander ab. Eine Ueberschlagsrechnung wie die vorstehende läßt sich natürlich nur anstellen, wenn die mittlere Nutzlast für einen Zug bei den verschiedenen Anlagen annähernd gleich groß ist.

Teufe. Wesentlich wird der Energieverbrauch für 1 Schacht-PS-st der Fördermaschinen durch die Teufe beeinflußt. Eine Dampfmaschine muß mit verhältnismäßig großer Füllung anfahren. Sie wird also in diesem Abschnitt des Zuges bedeutend unwirtschaftlicher arbeiten als bei der günstigsten Füllung während der darauf folgenden vollen Fahrt. Je größer aber die Teufe wird, desto länger hält die volle Fahrt an und desto niedriger wird der mittlere Dampfverbrauch für 1 Schacht-PS während eines Zuges. Bei den elektrischen Fördermaschinen ist die Verschiedenheit im Energieverbrauch der Fördermotorenanker während der einzelnen Abschnitte nicht so groß wie bei den Dampfmaschinen. Aber auch hier werden die Endverbrauchzahlen bei großer Teufe bedeutend günstiger ausfallen als bei geringer Teufe, da mit der gesteigerten Schachtleistung der Anteil der Leerlaufverluste im Verhältnis bedeutend geringer wird.

Seiltrommeln. Bei der Förderung mit Seiltrommeln sind die toten Massen stets erheblich größer als bei der Koepeförderung. Die Maschinen müssen daher im ersteren Falle stets stärker gebaut werden als im letzteren. Wegen der großen Massen erhöht sich daher einerseits der Dampfverbrauch beim Anfahren, während anderseits aus dem gleichen Grunde beim Auslauf des Treibens meist mit Gegendampf gefahren und so Energie vernichtet werden muß. Die durch Gegendampf bewirkten Verluste betragen bei Schürbank & Charlottenburg nach einer Ueberschlagsrechnung bei 6,0 t Nutzlast etwa 6 vH und bei 4,7 t Nutzlast etwa 10 vH des Gesamtverbrauches.

Die Maschine auf Schürbank & Charlottenburg könnte z. B., falls diese Anlage mit einer Koepescheibe ausgerüstet wäre, unter sonst gleichen Verhältnissen bei 1,23 m/sk² Anfahrbeschleunigung um 25 vH leichter gebaut werden.

Führung der Maschine. Der Einfluß, den der Fördermaschinist auf den Energieverbrauch durch mehr oder minder geschicktes Fahren ausüben kann, ist bei den elek-

rischen Maschinen gering, bei den Dampfmaschinen dagegen von wesentlicher Bedeutung. Bei der Dampfmaschine muß vor allem ein Drosselverlust möglichst vermieden und die günstigste Füllung ausgenutzt werden. Wieviel durch die neuerdings in Aufnahme kommenden Fahrtregler [1]) in dieser Beziehung zu erreichen ist, konnte bei den vorliegenden Versuchen nicht festgestellt werden, da keine der untersuchten Anlagen mit einer solchen Einrichtung ausgerüstet war.

Die vorstehenden Erörterungen wollen für die verschiedenartigen Einflüsse auf den Energieverbrauch naturgemäß nur allgemeine Gesichtspunkte für eine vergleichende Beurteilung bieten. Sollen dafür rechnerische Unterlagen aufgestellt werden, so müßte man die Messungen von vornherein dementsprechend einrichten. Man würde also nicht nur betriebsmäßige Versuche von längerer Dauer, wie es bisher geschehen ist, vornehmen, sondern auch, entsprechend dem im Einzelfalle beabsichtigten Zweck der Untersuchung, bestimmte, darauf besonders zugeschnittene Einzelmessungen anstellen. Dabei wären im einzelnen durch getrennte Versuche z. B. bei den elektrisch betriebenen Maschinen der Energieverbrauch des Ilgnersatzes bei Leerlauf, der Energieverbrauch für die Erregung und beim Umsetzen, ferner der Verbrauch der Fördermotorenanker bei abgestufter positiver und negativer Nutzlast sowie die entsprechenden Schlupfverluste festzustellen. Bei Dampfmaschinen würde man den Dampfverbrauch bei einzelnen Zügen mit abgestufter positiver und negativer Nutzlast, den Verbrauch beim Umsetzen und bei Stillstand der Maschine in einzelnen, voneinander unabhängigen Versuchen zu bestimmen haben. Zugleich müßten sowohl bei Dampfantrieb als auch bei elektrischem Antrieb die Geschwindigkeit, der Einfluß der Massen bei den einzelnen Förderzügen unter Berücksichtigung der Teufe, nach den Fahrabschnitten getrennt, festgestellt werden.

Fig. 4.

Schaulinien für Geschwindigkeit, Nutzlast, Umfangslast und Leistung auf Wegbasis eines Zuges mit normaler Nutzlast der Fördermaschine auf Zeche Wilhelmine Victoria.

Fig. 5.

Summenkurven für Arbeit, kinetische Energie und Zeit auf Wegbasis eines Zuges mit normaler Nutzlast der Fördermaschine auf Zeche Wilhelmine Victoria.

Mit derartigen Einzelversuchen wurde seitens des Versuchsausschusses bereits der Anfang gemacht. Wegen der Unzulänglichkeit der Meßgeräte können sie indes nur als Vorversuche für gegebenen Falles vorzunehmende endgültige Versuche angesehen werden. Das Ergebnis der bisherigen Einzelversuche an Dampffördermaschinen möge im folgenden mitgeteilt werden.

Einzelmessungen.

Diese Messungen wurden an der Zwillingsmaschine auf Wilhelmine Victoria vorgenommen. Sie bezogen sich auf einen einzelnen, normal belasteten Förderzug. In Fig. 4 ist die Zylinderleistung nach Kolbenseiten auf Wegbasis ein-

[1]) Unter Fahrtreglern sind hier solche Vorrichtungen verstanden, die den Gang der Maschine in Abhängigkeit von einem bestimmten Geschwindigkeitsdiagramm selbsttätig beeinflussen.

gezeichnet. Der Darstellung liegen die Messungen mit den fortlaufend aufzeichnenden Indikatoren von Dreyer, Rosenkranz & Droop zugrunde, wie ein solches Diagramm für eine Kolbenseite unterhalb der Kurven wiedergegeben ist. In Fig. 5 sind die einzelnen Vorgänge für den gleichen Zug als Summen dargestellt[1]). Die Punkte O, A, B und C geben in den einzelnen Figuren die gleiche Teufe an. In Fig. 4 sind auf Wegbasis als Ordinaten aufgetragen: die Nutzlast P, die Umfangsgeschwindigkeit v, die indizierte Umfangskraft P_i, die Schachtleistung PS und die indizierte Leistung PS_i. Die indizierte Umfangskraft, die nach Hüben für jeden Zylinder und jede Kolbenseite aufgetragen ist, betrug durchschnittlich beim Anfahren von O bis A etwa 18 und von A bis B etwa 8,5 t; beim Auslauf von B bis D ist sie gering und im Mittel negativ; am Schluß des Treibens wird für eine kurze Weglänge die Umfangskraft wieder positiv. Der Teil der Kurven, welcher den Auslauf wiedergibt, ist nur mit einer gewissen Einschränkung zu benutzen; denn hier sind bei den auftretenden geringen Drücken die Fehler der Indikatoren verhältnismäßig am größten. Aus der Darstellung ist unter anderem ersichtlich, daß die einzelnen Zylinder und auch ihre Kolbenseiten nicht genau gleichmäßig gearbeitet haben. Der Einfachheit halber sind in der Zeichnung die Drücke ohne Rücksicht auf die Form des Tangentialdruckdiagrammes und den Ungleichförmigkeitsgrad als Mittelwerte für den betreffenden Hub aufgezeichnet worden. Während die Ordinaten der einzelnen Kurven die Umfangskraft angeben, stellt die eingeschlossene Fläche die geleistete Arbeit dar. Die indizierte Leistung der Maschine erreichte beim Anfahren einen Höchstwert von 3600 PS_i und bei der vollen Fahrt etwa 2400 PS_i.

In Fig. 5 sind die Geschwindigkeit v, die indizierte Arbeit der Fördermaschine $P_i l$, die Nutzarbeit des Aufzuges Pl, die kinetische Energie der bewegten Massen $M\frac{v^2}{2}$ und die Zeit t in Summenkurven auf Wegbasis eingetragen. Danach sind in der Anfahrzeit von O bis A im ganzen 390 tm Nutzarbeit, 840 tm an kinetischer Energie und 1510 tm an indizierter Maschinenarbeit geleistet worden. Der Verlust in Schacht und Maschine beträgt von O bis A 280 tm. Von A bis B steigt die Geschwindigkeit weiter. Die Zunahme der kinetischen Energie beträgt 520, die geleistete Nutzarbeit 1360 und die indizierte Arbeit 2400, der Gesamtverlust von A bis B mithin $2400 - (1360 + 520) = 520$ tm. Von B bis D wird die zum Lastheben und zur Ueberwindung der Schacht- und Maschinenreibung benötigte Arbeit fast ausschließlich von den bewegten Massen abgegeben. Die Kurve für die indizierte Leistung, die fallend Gegendampf, steigend Dampf im Sinne des Treibens anzeigt, verläuft daher annähernd in einer Geraden. Die Verluste in der Maschine und im Schacht betragen für das ganze Treiben $3980 - 2820 = 1160$ tm oder, auf Seilmitte bezogen, im Mittel 1,9 t. Außerdem sind in Fig. 5 die Kurven für Zeit und Geschwindigkeit eingetragen. Die letztere läßt sich natürlich nicht als Summenkurve darstellen. Es war beabsichtigt, die Figuren 4 und 5 zur Vervollständigung durch eine Darstellung des Dampfverbrauches während des Treibens zu ergänzen und die entsprechenden Kurven auch für eine elektrisch betriebene Maschine aufzuzeichnen. Dies ist unterblieben, weil keine genügend genauen Unterlagen gefunden worden sind. Dabei würde der Darstellung des Dampfverbrauches die Arbeit der Fördermotorenanker entsprochen haben. Aus den dargestellten Kurven hätte man ein vollständiges Bild der Maschinenarbeit, der Nutzarbeit, der Verluste in Schacht und Maschine und des Verbrauches an Dampf oder elektrischer Energie erhalten und auf diese Weise die betreffenden Zahlen, nach Fahrzeitabschnitten getrennt, betrachten, die verschiedenartigen Einflüsse rechnerisch bestimmen, demnach Vergleiche über die Leistung und den Energieverbrauch der verschiedenen Anlagen ziehen und den Energie- oder Dampfverbrauch einer bestimmten Anlage für andre Betriebsverhältnisse, d. i. für andre Zugzahl, Nutzlast und Teufe ermitteln können. Diese Absicht ist an der Unzulänglichkeit der Dampfmeßgeräte gescheitert.

[1]) Vergl. Z. 1892 S. 1 u. f.

Schlußbemerkungen.

Zum Schluß möge nochmals betont werden, daß es nicht angängig ist, die bei den Versuchen ermittelten Energieverbrauchzahlen ohne Rücksicht auf die gesamten Förderverhältnisse zu vergleichen. Aus den gefundenen erheblichen Unterschieden kann nicht ohne weiteres gefolgert werden, daß einer bestimmten Bauart oder einer der beiden Energieformen allgemein und unbedingt der Vorzug zu geben sei. Ferner ist bei der Frage, welche Antriebsart man zweckmäßig wählt, außer den Kosten für den Energie- oder Dampfverbrauch und außer den Anschaffungs-, Abschreibungs- und Ausbesserungskosten auch noch von maßgebender Bedeutung, wie sich die betreffende Antriebsart den allgemeinen Betriebsverhältnissen und den vorhandenen Betriebsmitteln auf der in Betracht kommenden Zeche anpaßt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 15. April und 28. Juni 1912.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 1. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Frölich. Schriftführer: Hr. Fischmann.

Anwesend etwa 90 Mitglieder und Gäste.

Die Sitzung wird mit dem Elektrotechnischen Verein zusammen abgehalten.

Hr. Professor Dr. Holde (Gast) spricht über

Prüfung und Bewertung der Schmiermittel.

(Schluß von S. 1417)

Uebersicht über die an Schmieröle gestellten physikalischen und chemischen Anforderungen.

Die Zahlentafeln 1 bis 4 zeigen die an verschiedene Schmieröle gestellten Anforderungen, wie sie sich allmählich durch die gewonnenen Erfahrungen als notwendig herausgebildet haben.

Die Zahlentafel 1 zeigt die Anforderungen, die an Spindelöle, sonstige leichte Maschinenöle, Eismaschinen- und Kompressoröle sowie an Oele für schwer belastete Maschinenteile gestellt werden. Die Zähigkeit ist je nach den in Frage kommenden, auf den Lagern ruhenden Belastungen, nach der Erhitzungsmöglichkeit im Kompressionszylinder usw. abgestuft.

Entsprechende Verhältnisse zeigen die Anforderungen an Oele für Verbrennungsmaschinen in der Zahlentafel 2.

Bei den in Zahlentafel 3 aufgeführten Eisenbahnölen handelt es sich, da der Verbrauch hier eine besonders große Rolle spielt, im Gegensatz zu den eigentlichen Maschinenölen, um billigere, flüssige Destillationsrückstände enthaltende Mineralöle. Die Zähigkeit dieser Oele muß für den Sommer, wo die Erhitzung größer ist, erheblich höher sein als im Winter, damit sie bei den entsprechend höheren Lagertemperaturen nicht zu klein wird. Ebenso sind die Anforderungen an den Kältepunkt im Sommer und Winter verschieden.

Bei den Zylinderölen, deren Eigenschaften die Zahlentafel 4 zeigt, werden besonders hohe Zähigkeiten und sehr hohe Entflammungspunkte verlangt, damit die Oele bei den hohen Temperaturen noch eine genügende Schichtendicke bilden und nicht zu leicht verdunsten. So ist es begreiflich, daß bei Oelen für Heißdampfzylinder noch höhere Anforderungen an die Zähigkeit und den Entflammungspunkt als bei Naßdampfzylindern gestellt werden.

Die Frage des in Zylinderölen zulässigen Gehaltes an gelöstem Asphalt bedarf noch weiterer Klärung durch praktische Erfahrungen.

Mechanische Prüfung auf der Oelprüfmaschine.

Nach Ansicht von A. Martens, die ich auch — soweit mein Urteil als Chemiker in Frage kommt — bestätigen möchte, können die Oelprüfmaschinen bisher nur dazu dienen, die Reibungsverhältnisse eines Oeles auf der zum Versuch benutzten Prüfmaschine festzustellen. Diese Reibungswerte sind aber auf allen bisher gebauten Prüfma-

Zahlentafel 1. Anforderungen an helle Maschinenöle (reine Mineralöle).

Hauptklasse	Untergruppe	Englergrad (*fe*) bei °C 20	Englergrad (*fe*) bei °C 50	spez. Gewicht bei 15° × 1000	Kältepunkt (*ep*) mindestens flüssig bei °C	Säuregehalt ber. als SO_3 höchstens vH	Flammpunkt (*fp*) mindestens nach Pensky-Martens °C	Flammpunkt (*fp*) mindestens mit Tiegel °C	die Eigenschaften sind vorgeschrieben von	sonstige Bemerkungen
A. Leicht-Maschinenöle *fe* 4 bis 25 bei 20° 1,9 bis 5,0 bei 50° *ep* Kl. I < −10 » II < − 5 » III < 0 » IV < + 5 Säuregehalt höchstens 0,01 vH ber. als SO_3	Eismaschinenöle	4,5 bis 15	1,9 bis 2,5	850/910	− 21	0,01	145	—	—	—
	Spindelöle	5 bis 15	2 bis 2,5	»	I − 10 II − 5 III 0 IV + 5	»	140	—	—	Das typische russische Spindelöl Nobel II hat *fe* bei 20° C = 12,3; bei 50° = 2,97; *fp* Pensky = 171°; *ep* = − 15; spez. Gew. 900.
	Stellwerköle für Eisenbahnbetrieb	10 bis 20	—	900/915	− 15	»	160	—	den Preuß. Staatsbahnen	—
	Spindelöle für feine Meßmaschinen	—	2 bis 3	853	»	»	140	—	Kgl. Pulverfabrik Spandau	—
	Dampfturbinenöle	9 bis 13 (32)[1]	2,6 bis 2,9 (6,4)[1]	—	I − 10 II − 5 III 0	»	175	—	—	[1]) Auch höher viskose Oele, z. B. *fe* bei 20° = 31,7; bei 50° = 6,4 haben sich vereinzelt bewährt.
	Oele für Luftkompressorzylinder mit selbsttätigen Ventilen	9,5 bis 22	2,7 bis 4,9	869/899	I − 10 II − 5 III 0	»	200	—	—	Hohe Temperaturen treten bei selbsttätigen Ventilen nicht ein.
	Lageröle für kaltgehende Teile von Dampfmaschinen, Dynamos, Gaskraftmaschinen usw.	15 bis 25	2.5 bis 4.5	869/910	0	»	—	200	den Preuß. Staatsbahnen	—
B. Schwer-Maschinenöle *fe* 25 bis 60 bei 20° 4,5 bis 8 bei 50° *ep* Kl. I < − 10 » II < − 5 » III < 0 » IV < + 5 Säuregehalt höchstens 0,01 vH ber. als SO_3		30 bis 40	5 bis 7	900/915	—	säurefrei	175	—	den Bayer. Staatsbahnen	—
	Dynamomaschinenöle	—	6 bis 8	875/908	—	0,01	—	200	Kgl. Pulverfabrik Spandau	—
	Lageröle	—	5 bis 7	903/928	—	0,03	—	160	—	Das typische russische Schwermaschinenöl Nobel I hat *fe* bei 20° = 41; bei 50° = 6,6; *fp* Pensky = 213; *ep* unter − 10°; spez. Gew. 907.
		38 bis 51	6 bis 7.5	907/909	− 10 selten höher	0,01	193 bis 201	—	—	In behördlichen Betrieben bewährte Oele

schinen in erster Linie ein Ausdruck der Zähigkeit der Oele, sie werden in ihrer Höhe durch die besondern, den Verhältnissen an verschiedenartigen Betriebsmaschinen nicht parallel gehenden, keineswegs klar auseinander zu haltenden Umstände erheblich beeinflußt. Ich erwähne hier nur die Oberflächenbeschaffenheit der Lager, die Art der Oelzuführung, die Geschwindigkeit, den Druck, die Wärmeab- und -zuleitung zu den Lagern, die wechselnde Betriebsdauer, die wieder chemische Veränderungen verschiedener Art herbeiführen kann, usw.

Ich muß es mir deshalb versagen, Ihnen die verschiedenen im Laufe der letzten Jahrzehnte gebauten, aber noch wenig in die Praxis eingeführten Oelprüfmaschinen zu schildern. Die Maschine von Martens, welche vor etwa 27 Jahren entworfen wurde, scheint, soweit man überhaupt in einzelnen Betrieben zum Reibungsversuch auf der Oelprobiermaschine schreiten muß, immerhin noch die weiteste Verbreitung gefunden zu haben, und ich habe auch in der Praxis vielfach günstige Urteile über die Leistungen der Maschine gehört.

Die Maschine besteht aus dem wagerecht gelagerten Zapfen, der sich am Ende einer mit verschiedenen Geschwindigkeiten drehbaren wagerechten Welle befindet. Er liegt auf drei Lagern, die mit Thermometern zur Messung der Lagerwärme versehen sind. Diese Lager sind in einen um den Zapfen hängenden Kopf eines Pendels eingelassen. Das Pendel macht je nach der Größe der Reibung zwischen den Lagern und dem Zapfen, der durch ein Tauchbad geschmiert ist, Ausschläge, die durch eine Schlittenübertragung auf Diagrammpapier selbsttätig verzeichnet werden und zur Berechnung der Reibungswerte dienen. Der Druck auf die obere Lagerschale wird durch einen Napolischen Druckerzeuger hervorgerufen und durch eine Membrankapsel auf das Manometer übertragen. Man bestimmt die Reibungswerte bei verschiedenen Drücken und Geschwindigkeiten von 100 bis 400 m/sk Umfangsgeschwindigkeit. Die Reibungswerte werden bei der Maschine stets auf ein zum Vergleich herangezogenes Normalrüböl bezogen. Die Temperatur des hohlen Zapfens kann durch kaltes Wasser oder durch Dampf verändert werden.

In der Besprechung berichtet Hr. Rösing über Schwierigkeiten, die bei der Schmierung einer Dampfturbine in der Städtischen Zentrale aufgetreten sind und trotz vielfacher Versuche immer noch bestehen. Nach zweijährigem Betriebe, während dessen Anstände niemals aufgetreten sind, wurde mit dem Oel gewechselt; es gelang nicht, trotz vielfacher Bemühungen, das alte Oel wieder zu beschaffen. Die Turbine ist täglich 8 st im Betrieb. In den ersten Tagen geht auch alles gut, dann bildet sich Oelschlamm. Zur Dampf-

Zahlentafel 2. Anforderungen an helle Mineralschmieröle für Verbrennungsmaschinen.

Hauptklasse	Untergruppe	Englergrad (*fe*) bei °C		spez. Gewicht bei 15° C × 1000	Kältepunkt (*ep*) mindestens flüssig bei °C	Säuregehalt ber. als SO_3 höchstens vH	Flammpunkt (*fp*) mindestens		vorgeschrieben von	sonstige Bemerkungen
		20	50				nach Pensky-Martens (P) °C	mit Tiegel (O) °C		
C. Gasmotorenöle	a. Oele für kleine und größere Gasmotoren	12,4 bis 77	3,4 bis 8,2	—	I < −10 II < − 5 III < 0 IV < + 5	0,01	190 bis 211 selten niedriger bis 170	—	—	Oele vom *fe* bei 20° = 16,4 und *fp* (O) = 218 haben sich für Motoren von 2 bis 8 PS, ein Oel mit 3 vH Knochenöl *fe* = 23,4 bei 20° u. *fp* (O) = 196 für Motoren von 150 PS in behördlichen Betrieben bewährt.
	b. Oele für Großgasmotoren von 1000 PS	77 bis 130	8 bis 15	—	»	»	210	—	—	—
D. Dieselmotorenöle	für Zylinder und Luftpumpen	—	9 bis 10	—	− 5	»	—	220	—	höchstens 10 vH von konz. Schwefelsäure zerstörbare Stoffe
	für die Lager	—	höchstens 7	—	− 10	»	—	180	—	desgl.
E. Automobilzylinder- und Getriebeöle	dünnflüssiges Oel	—	6 bis 8	870/940	− 12	0,00	—	195	den Verkehrstruppen	—
	dickflüssiges Oel	—	8 bis 14	870/945	− 12	»	—	210	—	—
	—	—	6 bis 13	—	—	0,01	206*)	—	allgemeine Erfahrungen des K. M. A.	*) vereinzelt bis 175

Zahlentafel 3. Anforderungen an dunkle Mineralöle für Schmierung von Eisenbahnwagenachsen.

Gruppe	Eisenbahnverwaltung	Englergrad (*fe*) bei °C		spez. Gewicht bei 20° C × 1000	Verhalten in der Kälte Aufstieg im 6 mm U-Rohr mindestens 10 mm bei °C	Säuregehalt berechnet als SO_3 höchstens vH	Flammpunkt mindestens		sonstige Bemerkungen
		20	50				nach Pensky-Martens (P) °C	mit Tiegel (O) °C	
Sommeröl	Preußen Württemberg Reichslande	40 bis 60	7 bis 10	900/940	− 5	0,3	—	160	—
	Bayern	50 bis 80	7,5 bis 11	905/940	− 5	0,3	145	—	—
	Baden	25 bis 60	6 bis 10	900/925	− 5	0,027	—	150	—
	Sachsen	—	*)	—	− 10	0,00	—	—	*) nicht flüssiger als Rüböl
Winteröl	Preußen Württemberg Reichslande	25 bis 45	4,5 bis 7,5	900 940	− 20*)	0,3	—	145	*) Probe vor dem Versuch auf 50° erhitzt
	Bayern	25 bis 50	4,5 bis 7,5	905/940	− 15*)	0,3	135	—	*) nach wiederholtem Abkühlen
	Baden	25 bis 60	6 bis 10	900/925	− 12	0,027	—	150*)	*) Brennpunkt über 190
	Sachsen	—	*)	—	− 20	0,00	—	—	*) nicht flüssiger als Rüböl

kesselspeisung wird ¾ sorgfältig gereinigtes Kondensat und ¼ Zusatzwasser verwendet. Hr. Rösing fragt, welche Vorschriften man dem Oellieferer machen soll, um ein für den Betrieb einer Turbine geeignetes Oel zu beschaffen.

Der Vortragende kann darauf keine bestimmte Antwort geben, da die Unterlagen für die Beurteilung des Falles nicht ausreichen. Erst auf Grund von Prüfungen der verwendeten Oele läßt sich etwas Bestimmtes sagen. Er erwähnt, daß in andern Fällen derartige Störungen auf eine mangelhafte Reinigung der verwendeten Oele zurückzuführen sind. Solche Oele enthalten vielfach mehr verharzende Bestandteile, neigen infolgedessen zu stärkerer Säurebildung und damit zur Schlammbildung.

Hr. Sieger führt folgendes aus: Der chemisch-physikalischen Untersuchung wird im allgemeinen eine zu große Bedeutung beigemessen. Die Güte eines Oeles wird meist nach der Viskosität und der Höhe des Flammpunktes beurteilt. Wie wenig die Viskosität als Maßstab für die Beurteilung eines Oeles herangezogen werden kann, geht schon daraus hervor, daß sie oft — beispielsweise bei Dampfmaschinen-Zylinderölen — nicht bei den Temperaturen ermittelt wird, die den tatsächlichen Betriebsverhältnissen entsprechen. Würde man

Zahlentafel 4. Eigenschaften bewährter Dampfzylindermineralöle.

Klasse	Bedingungen der	zulässiger Gehalt an fettem Oel vH	Englergrad (E) bei °C 50	Englergrad (E) bei °C 100	spez. Gewicht bei 15° C × 1000	Flammpunkt mindestens nach Pensky-Martens (P) °C	Flammpunkt mindestens mit Tiegel (O) °C	Verdampfungsmenge vH	Säuregehalt berechnet als SO_3 vH	Aschengehalt vH	sonstige Bemerkungen
G. Naßdampfzylinderöle	Kgl. Pulverfabrik Spandau	0	—	mindestens 4	—	260	—	—	0,01	—	für gespannten Dampf von 11 at
	Preußischen Staatsbahnen	5	—	»	bei 20° nicht unter 885	265	—	bei 200° nicht mehr als 0,2	0,1	—	—
	Reichseisenbahnen	0	—	»	890/920	275	—	desgl.	0,03	—	—
	Bayerischen Staatsbahnen	nicht fixiert	—	mindestens 3	890/950	250	280	—	0,07	—	—
	Badischen Staatsbahnen	0	mindestens 30	»	890/910	—	270	—	0,016	—	—
	—	—	25 bis 40	3,5 bis 5	—	250	—	—	—	kleiner als 0,1	allgemeine Erfahrungen [1])
H. Heißdampfzylinderöle	Kgl. Pulverfabrik Spandau	0	—	mindestens 4	—	285	—	—	—	—	—
	Kgl. Bergwerksdirektion Zabrze	5	—	7,2	906	309	—	—	0,01	—	bis 0,4 vH benzinunlöslichen Asphalt
	Preußischen Staatsbahnen	0	—	mindestens 6,7	bei 20° mindestens 900	300	—	—	0,1	—	in Normalbenzin höchstens 0,2 vH unlöslicher Asphalt
	—	0 bis 10	45 bis 60	5 bis 8 (vereinzelt bis 10)	—	nahe bei 300 oder darüber	—	—	—	kleiner als 0,1	allgemeine Erfahrungen

[1]) Schwarz, Mitteilungen a. d. Kgl. Materialprüfungsamt 1909 S. 19.

die Viskosität dieser Zylinderöle bei 200° ermitteln, so würde man wahrscheinlich Werte erhalten, die der Zahl 1, d. h. dem Flüssigkeitsgrad des Wassers, ziemlich nahe kommen, gleichgültig ob bei niedrigeren Temperaturen, 50 oder 100°, noch so große Unterschiede in der Viskosität festgestellt wurden. Auch der Bestimmung des Flammpunktes wird meist eine übertriebene Bedeutung beigelegt. Welchen Wert hat es beispielsweise bei Maschinenlagerölen, den Flammpunkt zu bestimmen, da für solche Oele doch nur Temperaturen von 60 bis höchstens 80° in Frage kommen, Temperaturen, die also ganz erheblich unter denjenigen des Flammpunktes liegen? Was hat anderseits der Flammpunkt für Gasmaschinenöle zu bedeuten, wenn im Zylinderinnern Temperaturen auftreten, die um einige 100° über der Temperatur des Flammpunktes liegen? Man kann deshalb auch bei Heißdampfmaschinen ohne Bedenken ein Zylinderöl verwenden, dessen Flammpunkt erheblich unter der Temperatur des überhitzten Dampfes liegt; denn eine Explosion ist nicht zu befürchten, da sich kein explosibles Gemisch bilden kann. Allerdings wird sich bei demjenigen Oele, das den geringeren Flammpunkt aufweist, ein größerer Prozentsatz von Bestandteilen verflüchtigen als bei einem Oel mit höherem Flammpunkt. Aber auch dieser Umstand ist belanglos, da die flüchtigen Bestandteile nicht entweichen können und an der Schmierung der Zylinderwandungen ebenso Anteil nehmen wie das in feinen Tropfen im Dampf verteilte Oel, namentlich wenn es sich um Verbundmaschinen handelt und der mit Oel durchsetzte Dampf nach dem Hochdruckzylinder noch durch den Niederdruckzylinder geht, wo das verdunstete Oel sich wieder an den Zylinderwandungen niederschlägt. Weit wichtiger als der Flammpunkt ist für die Bewertung eines Zylinderöles die Fähigkeit, sich mit dem Dampf innig zu vermischen, die sogenannte Spaltbarkeit des Oeles. Je besser ein Oel sich im Dampf verteilt, um so mehr verdient es unter sonst gleichen Verhältnissen den Vorzug gegenüber einem andern Oel, das diese Eigenschaft nicht im gleichen Maße besitzt. Diesem Umstande, der von großer Wichtigkeit ist, tragen die bisherigen Untersuchungsverfahren verhältnismäßig wenig Rechnung.

Für die technisch-mechanischen Untersuchungen der Schmierstoffe haben die bisher bekannt gewordenen Oelprüfmaschinen wenig oder gar nicht befriedigt. Dies liegt wohl hauptsächlich daran, daß diese Maschinen nur eine Beurteilung des Oeles nach einseitigen Gesichtspunkten gestatten; in den meisten Fällen handelt es sich lediglich um die Ermittlung von Reibungszahlen unter Temperaturen, die oft nicht den tatsächlichen Betriebsverhältnissen entsprechen. Die Ossag-Oelprüfmaschine[1]) scheint berufen, eine empfindliche Lücke auf dem Gebiete der Schmiermittelprüfung auszufüllen; jedenfalls stellt sie wohl das Beste dar, das bisher in Oelprüfmaschinen geschaffen worden ist, wenngleich ihr in der gegenwärtigen Form noch einige Mängel anhaften. Die Untersuchungen auf dieser Maschine, die bei Temperaturen von 300° und darüber ausgeführt werden können, liefern heute schon eine Reihe von Handhaben, die für die Beurteilung des Oeles von Wert sind. Es lassen sich nicht nur Reibungswerte bei jeder beliebigen Temperatur und für jeden beliebigen Druck ermitteln, die Maschine gibt auch Aufschluß über die Ergiebigkeit eines Oeles, über die Spaltbarkeit, d. h. das Mischungsvermögen des Oeles mit dem Dampf, und — soweit Zylinderöle in Frage kommen — durch etwa sich bildende Rückstände über die Reinheit des Oeles. Schließlich wird auch oft das Aussehen der Laufflächen der Spurzapfen, je nachdem die Hochglanzpolitur erhalten bleibt oder mehr oder weniger verringert wird, einen Rückschluß auf die Güte des verwendeten Schmiermittels ermöglichen. Bei weiterer zielbewußter Durchbildung der Ossag-Maschine und Verwertung der gesammelten Erfahrungen dürfte die Maschine mit der Zeit dem Benutzer die für die Beurteilung der Schmierstoffe erforderlichen Unterlagen liefern. Das Haupterfordernis ist hierbei, daß die Maschine von sachkundiger Hand bedient wird.

Hr. Sieger erkennt der chemischen Untersuchung eine gewisse Bedeutung zu, insofern es sich darum handelt, durch Prüfung auf Säuregehalt und auf sonstige schädliche Beimengungen festzustellen, ob ein Oel überhaupt für die Maschinenschmierung geeignet ist oder nicht. Auch für die fortlaufende Prüfung der Oellieferungen sind die Analysen wertvoll; denn wenn diese einigermaßen übereinstimmen, kann man annehmen, daß auch das Material der Lieferungen gleichartig ist. Um aber von einer Anzahl Proben, beispielsweise bei einer Ausschreibung, das für den jeweiligen Zweck am besten geeignete Oel auszusuchen, dazu reichen die Analysen, wie die Praxis mehrfach bewiesen hat, nicht aus. Am zuverlässigsten ist der praktische Versuch. Dieser dauert aber in der Regel zu lange, zumal wenn es sich um die Bewertung mehrerer Oelsorten handelt. Auch lassen sich derartige Versuche mit hinreichender Genauigkeit

[1]) s. Z. 1911 S. 1530.

nur da durchführen, wo eine gleichmäßige Belastung und genau bestimmbare Betriebsverhältnisse vorliegen, wie bei Spinnereimaschinen, Dynamomaschinen, elektrischen Kraftwerken und dergl. Auf alle Fälle sind derartige Versuche kostspielig und zeitraubend. Es ist deshalb von größter Wichtigkeit, ein Verfahren zu finden, das dem Käufer in verhältnismäßig schneller, aber doch zuverlässiger Weise ermöglicht, sich ein Urteil über die ihm angebotene Ware zu bilden. Hr. Sieger zweifelt nicht daran, daß dies durch eine Oelprüfmaschine möglich sei, die die Prüfung des Oeles nach verschiedenen Richtungen hin gestattet. Aus der Summe dieser Untersuchungen wird sich ein Rückschluß auf die Güte der Schmierstoffe ziehen, zum mindesten aber Vergleichswerte ermitteln lassen, die sich mit den Ergebnissen des praktischen Versuches, wenn nicht in Einklang, so doch wenigstens in eine gewisse Beziehung bringen lassen. Aber selbst die Beurteilung der Schmiermittel mittels einer solchen Oelprüfmaschine erfordert viel Uebung und praktische Erfahrungen. Nur in der sachkundigen Hand eines Fachmannes, der sich eingehend mit der Sache beschäftigt, werden brauchbare Ergebnisse erzielt werden.

Hr. Holde entgegnet, daß die Zahlentafeln, die er vorgeführt und die das Ergebnis einer in langen Jahren von vielen Fachleuten geleisteten Arbeit darstellen, schon brauchbare Anhaltspunkte für die Auswahl eines geeigneten Oeles abgeben; und daß dafür auch wohl nicht so viele Versuche, als der Herr Vorredner glaubt, erforderlich werden, dafür spricht die Erfahrung der Praxis.

Es gelangen an das Prüfungsamt häufig Anfragen, ob ein bestimmtes Oel für diesen oder jenen Zweck geeignet sei. Nach Untersuchung des Oeles können dann die Anfragen meist dahin beantwortet werden, daß das untersuchte Oel den Ansprüchen, die in der Praxis für den vorliegenden Verwendungszweck gestellt werden, genügt.

Bücherschau.

Diagramme für eiserne Stützen. Von J. Schmidt und W. Schmidt. Leipzig 1912, Otto Spamer. 13 S. mit 18 Tafeln. Preis 4 *M*.

Seit dem Unfall am Hamburger Gasbehälter im Jahre 1909, der durch das Versagen eines Druckstabes erfolgte, hat sich das Interesse der Forscher in hohem Maße der Knickfestigkeit gegliederter Stäbe zugewandt, und es sind zahlreiche Arbeiten seit der Zeit erschienen. Die Verfasser des vorliegenden Werkes haben nun versucht, die Ergebnisse zusammenzufassen und zeichnerisch darzustellen. Sie beschränken sich dabei auf Stützen, deren Querschnitt aus zwei [-Eisen oder zwei kreuzförmig angeordneten L-Eisen besteht. In den Hauptdiagrammen ist für bestimmte Bindeblechentfernungen und für drei verschiedenene [-Eisen-Abstände die Abhängigkeit der Tragkraft von der Stützenlänge dargestellt, und zwar nach Tetmajer-Euler, Emperger-Euler, Krohn-Tetmajer, Krohn-Emperger. An den Schnittpunkten der Tetmajer- und Emperger-Linie mit der Euler-Kurve sind die Werte $\frac{l}{i}$ eingetragen, die bei weitgestellten [-Eisen beträchtlich unter dem Wert 105 angegeben sind. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Verfasser in die Euler-Formel das Trägheitsmoment für die Materialachse, in die andre Formel dagegen das Trägheitsmoment für die freie Achse eingeführt haben. Doch kann man nicht, wie die Verfasser es getan haben, von einer Erweiterung des Gültigkeitsbereiches der Euler-Formel sprechen. Setzen die Tafeln 1 bis 3 Schneidenlagerung voraus, so sind die Tafeln 4 bis 6 für Flächenlagerung berechnet, indem für die Stützlänge der Wert $0{,}7\,l$ — aber nur soweit es die Tetmajer-Formel betrifft — eingeführt wurde; die Ordinaten der Euler-Kurve sind die gleichen wie auf Tafel 1 bis 3, also mit der ganzen Stützlänge berechnet. Um auch für andre Bindeblechentfernungen die Tafeln benutzen zu können, sind zur Umrechnung Hülfsdiagramme eingeschaltet, die einige Ungenauigkeiten aufweisen; so erhalte ich als Verkleinerungszahl für das Profil 28 in dem Beispiel 2 auf S. 12 $\frac{130}{150}$, während die Verfasser $\frac{129}{147}$ ablesen; die Abweichung ist allerdings ohne wesentlichen Einfluß auf das Endergebnis.

Zum überschläglichen Berechnen und Nachprüfen von Stützen kann das Buch empfohlen werden. Schleusner.

Traité pratique de fonderie. Von A. Lelong und E. Mairy. Paris und Lüttich, Ch. Béranger. 2 Bände von 659 und 512 S. mit 668 Textfig. und 5 Taf. Preis 60 Frs.

Das Werk steht den zahlreichen Neuerscheinungen auf dem Gebiete des Gießereiwesens ebenbürtig zur Seite. Wie die Verfasser im Vorworte betonen, beabsichtigen sie, durch ihre gewissenhafte Arbeit besonders den jungen, in die Gießereipraxis eintretenden Ingenieuren eine auf wissenschaftlicher Grundlage beruhende Einführung in das schwierige Gebiet zu geben. Daneben sollen sich auch die erfahreneren Gießereifachleute in dem Buche wissenschaftlichen Rat holen können. Für das letztere scheint den Herausgebern ein tiefgehendes Bedürfnis vorzuliegen, weil, wie sie mit Recht des öfteren betonen, der neuzeitlichen Gießerei nicht mit solchen Praktikern gedient ist, die nur nach ihrer Erfahrung arbeiten, ohne sich Rechenschaft darüber zu geben, warum sie gerade in einem Falle so und nicht anders vorgehen müssen. Bei den vielseitigen Ansprüchen, die heute an die verschiedenen Erzeugnisse des Gießereibetriebes gestellt werden, und dem überaus scharfen Wettbewerb muß neben dem praktischen auch ein gründliches theoretisches Wissen verlangt werden.

Das Buch zeichnet sich durch große Uebersichtlichkeit und Klarheit aus, die besonders in der sachgemäßen Einteilung des überaus umfangreichen Stoffes begründet ist. Es werden behandelt: Grauguß, Temperguß, Stahlguß und Metallguß, und zwar ist bei jedem dieser vier Hauptabschnitte die Darstellungsweise so gewählt, daß dem Leser die einzelnen Umwandlungsstufen der behandelten Stoffe vom Erz bis zum fertigen Gußstück in der richtigen Folge vor Augen geführt werden.

Man merkt, daß die Verfasser eigene durch Studium und Praxis gesammelte Erfahrungen verwerten und wissen, worauf es ankommt. Das zeigen auch die zahlreichen geschickt ausgewählten Rechnungsbeispiele, die Zahlentafeln und die ausführliche Behandlung der Gesichtspunkte, die bei der Einrichtung, der Organisation und Kalkulation zu beachten sind, wobei entsprechende Vorbilder aus der Praxis nicht vergessen sind.

Auf den Inhalt des Werkes näher einzugehen, verbietet der an dieser Stelle zur Verfügung stehende Raum; es möge der Hinweis genügen, daß keiner der vielen Einzelbetriebe der erörterten Gießereizweige übergangen ist. Daß dabei die Formmaschinen und die Herstellung der verschiedenen Modellplattensysteme besonders ausführlich behandelt sind, ist nur zu begrüßen. In einem Punkte möchten wir uns indessen den Verfassern nicht ganz anschließen, das ist das verurteilende Urteil, das über den Preßluftbetrieb bei Formmaschinen gefällt wird. Wenn in richtiger Weise unter Zwischenschaltung einer flüssigen Kraftübertragung, sei es Oel oder Wasser, die Preßluft bei Formmaschinen benutzt wird, so fallen auch beim Abheben selbst der verwickeltsten Modelle die Schwierigkeiten, die von den Verfassern hervorgehoben werden, fort, wie die zahlreichen Bauarten amerikanischer Formmaschinen, bei denen ausschließlich Preßluft angewendet wird, beweisen. Besonders bei der Rüttelformmaschine, die man allerdings in dem Buche vermißt, die aber auch in Europa seit kurzem mehr und mehr in Aufnahme kommt, zeigt sich die große Ueberlegenheit des Preßluftbetriebes, der auch schon aus dem Grunde nicht unerhebliche Vorzüge gegenüber dem Wasserdruckbetrieb hat, weil er eine bequeme Anwendung von Nebeneinrichtungen, wie Vibratoren, Blasventilen usw., ermöglicht.

Etwas stiefmütterlich sind die Oefen mit Oelfeuerung behandelt, von denen nur zwei, und zwar nur solche mit drehbarem Herde, behandelt sind; die Tiegelöfen mit Oelfeuerung fehlen ganz. Die Erklärung dafür ist wohl in dem Umstande zu suchen, daß infolge der hohen Brennölpreise in

Frankreich die Oelfeuerung dort nicht die Verbreitung gefunden hat wie in andern Ländern. Die Abbildungen, besonders die nach Photographien angefertigten, stehen leider nicht auf der Höhe, wie man es in deutschen technischen Werken gewohnt ist. Allein daraus ist den Verfassern kein Vorwurf zu machen; man ist darin in Frankreich weniger anspruchsvoll.

Mit Genugtuung findet der deutsche Leser eine außerordentlich große Menge von Bauarten deutscher Firmen in den einzelnen Abschnitten besprochen, ein Zeichen, daß wir auch auf diesem Gebiete der Technik mit zu den Führern zählen.

Ein ausführliches und übersichtliches Inhaltsverzeichnis am Schluß jedes Bandes erleichtert das Auffinden von Einzelheiten, leider fehlt ein alphabetisches Sachregister. Mit gutem Gewissen kann man trotz der Beanstandungen, die in erster Linie auf die besondern französischen Verhältnisse zurückzuführen sind, das Werk auch den deutschen Gießereileuten empfehlen, da neben gründlicher wissenschaftlicher Behandlung der einschlägigen Fragen auch viele wertvolle praktische Winke gegeben werden. Der Stil ist gut zu lesen. Es fällt angenehm auf, daß die schwülstigen Uebertreibungen, zu denen die französische Sprache auch die Verfasser wissenschaftlicher Abhandlungen oft verleitet, vermieden sind.

Stettin. U. Lohse.

Tables Annuelles de Constantes et Données Numériques de Chimie, de Physique et de Technologie. Bd. I für 1910. Leipzig 1912, Akademische Verlagsgesellschaft. Preis 21,50 *M.*

Ein internationaler Ausschuß erstrebt eine möglichst schnelle Sammlung der quantitativen Ergebnisse experimenteller Forschung auf den im Titel bezeichneten Gebieten. Den Ingenieur wird besonders der Teil »Ingenieurwesen«, in dem hauptsächlich die Festigkeitseigenschaften von Gesteinen, Zementen und metallischen Körpern zusammengestellt sind, interessieren (S. 643 bis 722). Aber auch sonst wird derselbe zahlreiche Angaben, die ihm als Unterlagen dienen können, finden. Das Ganze ist eine wesentlich erweiterte Fortsetzung zum Landolt-Börnstein, die nun jedes Jahr erscheinen soll. Der Erfolg des Unternehmens wird wesentlich vom rechtzeitigen Erscheinen abhängen. Sollte es gelingen, den jetzt bestehenden Zeitunterschied (der Band I bringt die Konstanten des Jahres 1910 und ist im März 1912 erschienen), noch um 1/2 Jahr zu vermindern, und das dürfte man erwarten, nachdem sich die Mitarbeiter eingearbeitet haben, so würde der Erfolg des so nützlichen Unternehmens gesichert sein. Aber auch der Zeitunterschied von 1 1/4 Jahren für den ersten Band beweist, daß der General-Sekretär Hr. Ch. Marie offenbar der Mann ist, der das Unternehmen zu leiten versteht.

G. Tammann.

Probenahme und Analyse von Eisen und Stahl. Hand- und Hülfsbuch für Eisenhütten-Laboratorien von Prof. Dipl.-Ing. O. Bauer und Dipl.-Ing. E. Deiß; Mitarbeitern am Kgl. Materialprüfungsamt zu Groß-Lichterfelde. 258 S. mit 128 Fig. Berlin 1912, Julius Springer. Preis 9 *M.*

Das Buch zerfällt in zwei Teile: Probenahme von Eisen und Stahl von Prof. O. Bauer, und Analyse von Eisen und Stahl von Dipl.-Ing. Eugen Deiß.

Zum erstenmal wird im ersten Teile, der 100 Seiten, nahezu die Hälfte des ganzen Werkes, umfaßt, von Professor Bauer der Versuch gemacht, unsere Kenntnisse auf dem Gebiete der Metallographie des Eisens für die Probenahme und die Gewinnung einwandfreier Durchschnittsproben nutzbar zu machen. Der durch eine ganze Reihe ausgezeichneter Arbeiten auf dem einschlägigen Gebiete bekannte Verfasser ist wie kein andrer auf Grund seiner langjährigen Tätigkeit im Kgl. Material-Prüfungsamt in der Lage gewesen, diesen Versuch erfolgreich durchzuführen. Ein umfangreiches Zahlenmaterial und eine große Anzahl ausgezeichneter Mikro-Photographien erläutern in diesem ersten Teile die Bedeutung der metallographischen Untersuchung für die Probenahme. Die Durchsicht dieses Teiles des vorliegenden Werkes kann jedem Eisenhütten-Chemiker warm empfohlen werden, er wird in zweifelhaften Fällen Aufschluß und Anregung zu selbständiger Arbeit in reichem Maße finden.

Der zweite, von Dipl.-Ing. Deiß verfaßte Teil des Buches über die Analyse von Eisen und Stahl enthält, wie die Verfasser bereits im Vorwort andeuten, im wesentlichen nur solche Verfahren, die sich bei langjährigem Gebrauch im Amt als durchaus sicher und zuverlässig erwiesen haben und die daher auch als Schiedsanalysen angewendet werden können. Auch dieser Teil ist reich an Zahlenmaterial und Beispielen. Sehr zu begrüßen ist ferner, daß jedem einzelnen Verfahren ein kurzer Abschnitt über die Genauigkeit des Verfahrens sowie ein solcher über dessen Anwendbarkeit beigegeben ist.

Oberhoffer.

Die binären Metallegierungen. Von Professor Dr. K. Bornemann. II. Teil. Halle a. Saale, Wilh. Knapp. 111 S. mit 38 Tafeln. Preis geh. 9,60 *M.*

Der vorliegende zweite Teil dieses nach Erscheinen des ersten Teiles bereits besprochenen Werkes[1]) behandelt die Legierungen des Magnesiums, Kalziums, Zinks, Kadmiums, Aluminiums, Indiums, Zinnes und Bleies. Mit großer Sorgfalt werden auch in diesem Teile die in der metallographischen Literatur des In- und Auslandes zerstreuten Arbeiten über die genannten Legierungen unter Angabe der Quellen zusammengestellt und auf Grund sachgemäßer Kritik die heute als maßgebend anzusehenden Zustandsdiagramme entworfen. Das Werk bringt allen denen eine wertvolle Unterstützung und großen Zeitgewinn, für die die Konstitution der Metallegierungen ein Interesse hat.

H. Hanemann.

Physik in graphischen Darstellungen. Von Felix Auerbach. 1373 Fig. auf 213 Tafeln. Leipzig 1912, B. G. Teubner. Preis 10 *M.*

Es ist ein interessanter Versuch, den der Verfasser hier macht, das gesamte Gebiet der Physik in graphischen Darstellungen zu umspannen, mit den Schwingungsformen des Massenpunktes beginnend über Elastizität, Akustik, Wärmetheorie, Elektrizität und Magnetismus hin bis zu den Beugungserscheinungen und der Wellenfläche des Lichtes. Der Verfasser bietet eine überraschende Fülle sehr schönen Materials. Immerhin mag dem einen oder andern die Darstellung an manchen Stellen verbesserungs- oder ergänzungsbedürftig erscheinen. So sind mir auf S. 13 die Figuren zum Seil- und Krafteck (der Verfasser sagt noch: Seil- und Kräftepolygon!) aufgefallen. Ich halte sie nicht für ausreichend. S. 127 soll die Indikatordiagramme von Wärmekraftmaschinen (der Verfasser sagt noch: Kalorische Maschinen!) bringen. Indessen die vorliegenden Diagramme zeigen nur die zugehörigen Kreisprozesse; die Diagramme, die mit dem Indikator aufgenommen werden, sehen doch erheblich anders aus! Weiter habe ich das Diagramm des Tangentialdruckes einer liegenden Dampfmaschine nicht finden können. Indessen können diese Ausstellungen den Wert des Werkes kaum herabmindern.

Angehängt sind noch ein kurzer erläuternder Text und Literaturnachweise zu den Figuren.

Berlin. E. Jahnke.

Verzeichnis der seit Juli 1911 veröffentlichten Berichte über die mit **Mitteln der Jubiläums-Stiftung der deutschen Industrie ausgeführten wissenschaftlichen Arbeiten.**

I. Fachgebiet der Kommission für Maschinen- und Ingenieurwesen.

F. Bendemann: Luftschraubenuntersuchungen, Berichte der Geschäftstelle für Flugtechnik des Sonderausschusses der Jubiläums-Stiftung der deutschen Industrie (Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1911 Nr. 4, 11, 12, 13, 17, 19; 1912 Nr. 3, 10, 11). (Die gesammelten Aufsätze sind auch in Buchform erschienen; Verlag von R. Oldenbourg, München.) R. Schöttler: Biegungsversuche an gußeisernen Stäben (vorläufiger Bericht) (Z. 1912 S. 351 und 384). (Der ausführliche Bericht wird demnächst in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« erscheinen«.)

[1]) s. Z. 1910 S. 2109.

II. Fachgebiet der Kommission für Berg- und Hüttenwesen.

W. Mostowitsch: Ueber das Verhalten des Zinksulfates bei hohen Temperaturen (Metallurgie 1911 Heft 24 S. 763 bis 791). H. Wölbling: Zur Bildung der anhydrischen Eisenoxyderze (Glückauf 1911 Nr. 37).

III. Fachgebiet der Kommission für Architektur, Bauingenieur- und Verkehrswesen.

Th. v. Karman: Festigkeitsversuche unter allseitigem Druck (Z. 1911 S. 1749 u. f.). Desgl. (ausführlicher Bericht) (Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1912 Heft 118). H. Hecht: Versuche über die Wetterbeständigkeit natürlicher Bausteine. Bericht des Ausschusses 1b des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik (Protokoll der zwölften Hauptversammlung des Verbandes am 7. Oktober 1911 in Düsseldorf, Sonderheft Nr. 53 S. 7 bis 9). von Bach: Versuche mit Eisenbetonbalken: A) Versuche über die Widerstandsfähigkeit von Balken mit breiter Platte, ohne und mit Bewehrung der letzteren. Einfluß verschiedener Bewehrung der Platte, der Abschrägung zwischen Steg und Platte, der Plattenbreite und der Plattenstärke; B) Versuche mit rechteckigen Balken, welche Einlagen in der Druckzone besitzen (Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1912 Heft 122 und 123). H. Engels: Versuche über den Reibungswiderstand zwischen dem strömenden Wasser und der Bettsohle (Zeitschrift für Bauwesen 1912 S. 473 bis 488). H. Scheit und E. Probst: Untersuchungen an durchlaufenden Eisenbetonkonstruktionen. Versuchsvorbereitungen und Ausführung von Prof. H. Scheit, Versuchsplan, Entwurf, Bearbeitung der Ergebnisse und Schlußfolgerungen von Dr.-Ing. E. Probst, mit 52 Textfiguren (Verlag von Julius Springer, Berlin 1912).

IV. Fachgebiet der Kommission für chemische Technik.

H. Kaufmann: Ueber die Konstitution der Triphenylmethanfarbstoffe (Berichte der Deutschen Chemischen Gesellschaft 1912 S. 781). E. Jordis: Ueber die Fällungen in Metallsalzlösungen durch Alkaliverbindungen, I. Ferrisalzlösungen (Sitzungsberichte der physikalisch-medizinischen Sozietät in Erlangen 1911). Ad. Sieverts: Die Löslichkeit von Wasserstoff in Kupfer, Eisen und Nickel (Zeitschrift für physikalische Chemie 1911 S. 591 bis 613). Ad. Sieverts und E. Bergner: Tantal, Wolfram und Wasserstoff (Berichte der Deutschen Chemischen Gesellschaft 1911 S. 2394 bis 2402). Ad. Sieverts und E. Jurisch: Platin, Rhodium und Wasserstoff (ebenda 1912 S. 221 bis 229).

V. Fachgebiet der Kommission für Elektrotechnik.

A. Bestelmeyer: 1) Die Bahn der von einer Wehnelt-Kathode ausgehenden Kathodenstrahlen im homogenen Magnetfeld (vorläufige Mitteilung) (Nachrichten der Kgl. Gesellschaft der Wissenschaften, Göttingen 1911); 2) Die Bahn der von einer Wehnelt-Kathode ausgehenden Kathodenstrahlen im homogenen Magnetfeld (Annalen der Physik 1911 S. 909 bis 930); 3) Ueber die spezifische Ladung langsamer Kathodenstrahlen. Vortrag vor der 83. Naturforscher-Versammlung in Karlsruhe (Physikalische Zeitschrift 1911 S. 972 bis 975); 4) Berechnung, Herstellung und Messung eines homogenen Magnetfeldes (vorläufige Mitteilung) (ebenda 1911 S. 1107 bis 1111).

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Wie lerne ich skizzieren? Von Ad. Vieth. II. Aufl. Bremen 1912, Selbstverlag. 48 S. mit 264 Fig. und 33 Tafeln. Preis 3 *M*.

Geheimnisse und Lösungen. Verschiedene Anwendungen der Gedächtniskunst. Heft 1, 2 und 3. Von H. Rühl. Darmstadt 1911, Selbstverlag. Preis je 1 *M*.

Einige Grundfragen der heutigen deutschen Politik und Wirtschaftspolitik. Von Dr. C. Mollwo Berlin 1912, J. Guttentag, Verlagsbuchhandlung G. m. b. H. 125 S. Preis 2 *M*.

Die Gestaltung des Wohnhauses. Ein Handbuch für Baubeflissene. Von P. Klopfer unter Mitwirkung von P. Schmohl und W. Jost. Stuttgart 1912, Konrad Wittwer. 96 S. mit 170 Fig. Preis 5 *M*.

Das Werk gibt hauptsächlich Ratschläge für die äußere Gestaltung von kleineren Wohnhäusern, insbesondere für die geschmackvolle Formengebung der Dächer, Giebel und der Vorbauten, unter Berücksichtigung der Anpassung an die Umgebung. Außer für den Architekten sind die Ausführungen auch für den nicht bautechnisch gebildeten Bauherrn bestimmt und daher in ausführlicher überzeugender Form gehalten.

Die Bergwerke und Salinen im niederrheinisch-westfälischen Bergbaubezirk im Jahre 1911 (Produktion, Belegschaft usw.) Essen (Ruhr) 1912, Verlag der Berg- und Hüttenmännischen Zeitschrift »Glückauf«. 90 S. Preis 75 ₰.

Die für die interessierten Kreise sehr wertvolle Uebersicht schließt sich an die alljährlich vom Königl. Ober-Bergamt zu Dortmund herausgegebene Aufstellung über die Produktion der Werke dieses Bezirkes an. Die Angaben sind nach den Erzeugnissen geordnet; desgleichen sind statistische Mitteilungen über die einzelnen Werke gegeben. Ein alphabetisches Namenverzeichnis erleichtert die Aufsuchung der einzelnen Werke.

Starkstromtechnik. Taschenbuch für Elektrotechniker. Von E. v. Rziha und J. Seidener. 2. Auflage. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 1299 S. mit 1239 Fig. Preis 20 *M*.

Die neue Auflage hat schon zwei Jahre nach dem ersten Erscheinen des Taschenbuches in Angriff genommen werden müssen. Es ist bei dieser Gelegenheit erheblich erweitert und in vielen Teilen entsprechend den wissenschaftlichen und praktischen Fortschritten umgearbeitet worden. Als neue Abschnitte sind eingefügt: Regler und Anlasser, Schaltapparate, elektrische Beleuchtung von Eisenbahnwagen, Schiffsanlagen. Alle Abschnitte sind umfangreicher geworden; die Abbildungen sind wesentlich vermehrt. Aus den Erweiterungen und Ergänzungen seien insbesondere erwähnt: die stärkere Berücksichtigung der Dampfturbine im Abschnitt über Zentralen, der wirtschaftlichen Grundlagen bei den Wasserkraftanlagen, der Motoren für einfachen Wechselstrom unter Dynamomaschinen und elektrischen Bahnen sowie durch die Aufnahme von Fabrikationsverfahren im Abschnitt Elektrochemie.

Zur Statik der Stockwerkrahmen. Von R. Wuczkowski. 2. Auflage. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 20 S. mit 14 Fig. Preis 1,60 *M*.

Technische Infinitesimalrechnung (Differential- und Integralrechnung) mit besonderer Berücksichtigung der Anwendungen. Von Prof. Dr. Ebnen, Oberlehrer an der Königl. höheren Maschinenbauschule zu Aachen. 172 S. 8° mit 45 Textfig. Berlin 1912, Otto Salle. Preis geb. 2,40 *M*.

Der kurze Leitfaden ist aus Vorträgen des Verfassers in Ingenieurkreisen hervorgegangen. Nach Erläuterung des Funktionsbegriffes wird zunächst der Differentialquotient eingeführt, und zwar arithmetisch als Ableitung einer Funktion, geometrisch als Steigung der Tangente einer Kurve und mechanisch als Geschwindigkeit; die weiteren rein mathematischen Abschnitte behandeln die Differentiation der trigonometrischen und zyklometrischen Funktionen, die höheren Differentialquotienten, das Integral als Grenzwert einer Summe, als Fläche einer Kurve und als Umkehrung des Differentialquotienten; ferner den natürlichen Logarithmus $\left(\text{definiert durch } \frac{dy}{dx} = \frac{1}{x}\right)$ und die Exponentialfunktion, die Regeln für die verschiedenen Integrationsverfahren. Die Darstellung ist die in neueren Lehrbüchern üblich gewordene (vergl. z. B. Scheffers, Lehrbuch der Mathematik, 2. Aufl. Leipzig 1911); bei der Reihenentwicklung der Funktionen ist von dem anschaulichen Mittel der Schmiegungsparabeln ausgiebiger Gebrauch gemacht, um die dem Ingenieur meist nicht zusagenden Untersuchungen des Restgliedes zu umgehen. Die eingestreuten Anwendungen bringen außer den üblichen geometrischen Beispielen eine Reihe von Aufgaben, die dem Ingenieur nahe liegen, wie Untersuchungen aus der Biegungs- und Knickfestigkeit, die Theorie des Polarplanimeters und der geradlinigen Schwingungen, Berechnung von Schwerpunkten und Trägheitsmomenten, Aufgaben über den Kurbeltrieb, endlich einige Beispiele aus der mechanischen Wärmetheorie und der physikalischen Chemie. Da die Schreibweise klar und leicht verständlich ist, wird der Leitfaden seinen Zweck eine Einführung zu bringen, die zu weiterem Studium anregt, erfüllen. F. P.

Adreßbuch 1912 sämtlicher Bergwerke, Hütten- und Walzwerke Deutschlands nebst den Nebenbetrieben. VIII. Jahrg. Leipzig 1912, H. A. Ludwig Degener. 566 S. Preis 8 *M*.

Wir haben den Wert des brauchbaren Buches bereits gelegentlich der vorigen Auflage gewürdigt (Z 1911 S. 565). Inzwischen ist es wieder verbessert und weitergeführt worden. Auch die neuen Anlagen in Lothringen haben Berücksichtigung gefunden. Vollständig sind die Verzeichnisse aber immer noch nicht, was man in bezug auf Hüttenwerke bei einem Vergleich mit dem mustergültigen Verzeichnis in der »Gemeinfaßlichen Darstellung des Eisenhüttenwesens«, herausgegeben vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute, leicht feststellen kann. Es ist schade, daß die Zuverlässigkeit des Buches dadurch beeinträchtigt wird.

Monographien deutscher Landgemeinden. Darstellung deutscher Landgemeinden und ihrer Arbeit in Wirtschaft, Finanzwesen, Hygiene, Sozialpolitik und Technik. Bd I: Boxhagen-Rummelsburg. Von E. Stein. Oldenburg i. Gr. 1912, Zeitschrift für Kommunalwirtschaft und Kommunalpolitik, Gerhard Stalling. 149 S. Preis 4 *M*.

Der Aufbau des norddeutschen Tieflandes, mit besonderer Berücksichtigung des Grundwassers. Von Dr. W. Wolff. Berlin 1912, Laubsch & Everth. 33 S. mit 13 Abbildungen und 3 Skizzen. Preis 75 ₰.

Das Büchlein bietet eine knappe, durch zahlreiche Landschaftsbilder erläuterte Uebersicht über den gesamten norddeutschen Boden von den ältesten, in der Tiefe verborgenen Felsgesteinen bis zum jüngsten Schwemmland. Es berücksichtigt namentlich auch die praktisch wertvollen Bodenbildungen, wie die Kalisalze, das Erdöl, die Braunkohle und das Grundwasser.

Die Anwendung elektrischer Reguliermotoren für Werkzeugmaschinen. Von O. Pollok. Berlin 1912, Julius Springer. 15 S. mit 25 Fig. Preis 80 ₰.

Erweiterter Sonderabdruck aus »Werkstattstechnik« 1912.

Alfred Krupp und die Entwicklung der Gußstahlfabrik zu Essen. Von Baedeker. 2. Auflage. Essen 1912, G. D. Baedekers Verlag. 328 S. mit zahlreichen Abbildungen und dem Bildnis A. Krupps. Preis 4 ℳ.

Das Buch, das schon in der ersten Auflage eine ausgiebige und zuverlässige Quelle für Mitteilungen über Krupp und sein Unternehmen war, erscheint angesichts des 100jährigen Geburtstages des Gründers der Kruppschen Gußstahlfabrik in neuer erweiterter Form und wendet sich infolge des sehr niedrigen Preises an die weitesten Kreise, die diesem großen Manne Liebe und Verehrung entgegenbringen. Die kleinen Anfänge der Fabrik, der langjährige Kampf Alfred Krupps um seine Existenz, seine nie versiegende Zuversicht auf die Güte seines Fabrikates, und dessen Bestimmung als brauchbarstes Metall für die Herstellung der Feld- und Festungsgeschütze, insbesondere der gezogenen Hinterlader, der endliche unerhörte Erfolg, alles das wird in fesselnder Weise geschildert. Das persönliche Eingreifen Alfred Krupps in wichtigen und entscheidenden Augenblicken wirkt in der einfachen Darstellung packend und ergreifend. Sehr wohltuend berührt auch das Eingehen des Verfassers auf die unausgesetzte Fürsorge des Fabrikherrn für das Wohl seiner Arbeiter.

Lehr- und Aufgabenbuch der Physik. II. Teil: Lehre von der Wärme. Einiges aus der Lehre vom Licht (Optik). Von G. Wiegner und P. Stephan. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 186 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 2,40 ℳ.

Sammlung Göschen. Nr. 585. Kanal- und Schleusenbau. Von O. Rappold. Berlin und Leipzig 1912, G. J. Göschenscher Verlag. 121 S. mit 78 Fig. Preis 80 ₰.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Berlin:

Wagentechnische Untersuchung eines 35 PS-Kraftlastwagens (ohne Motoruntersuchung). Von G. Becker.

Der Azetylen-Sauerstoff-Schweißbrenner. Seine Wirkungsweise und seine Konstruktionsbedingungen. Von H. Ludwig.

Sensitometrie photographischer Prozesse. Von A. Schuller.

Zwei neue elektroanalytische Schnellmethoden. Bildung der Ueberschwefelsäure bei außerordentlich hohen Stromdichten und der Einfluß anodischer Innenkühlung bei diesen Stromdichten. Von E. Stecher.

Ueber Antrachinonxanthone. Von D. Uerményi.

Von der Technischen Hochschule München:

Elektrolytische Reduktion von Azoxy-, Azo-, Nitrosobenzol und Phenylhydroxylamin bei Gegenwart von Vanadinsalzen als Wasserstoffüberträger. Von H. Fischer.

Das Maltoseanilid und die Anwendung des Anilins zur Isolierung der Maltose aus Dextringemischen. Von D. Fleischhacker.

Zur Refraktion im Nivellement. Von F. Kohlmüller.

Die Laufänderungen des Gelben Flusses in historischer Zeit. Von J. Menauer.

Ueber die Bestimmung der Hexabromidzahlen des Leinöles und einiger andrer fetter trocknender Oele, sowie die Bestimmung von Rüböl in ersterem. Von H. Muggenthaler.

Einfache und stereoskopische Bildmessung im reinen Felsgebiete. Von F. Schenk.

Beitrag zur Kenntnis des Berberins. Von D. Steinberger.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Das Spülversatzverfahren im In- und Ausland. Von Pütz. (Glückauf 24. Aug. 12 S. 1357/68*) Entwicklung des Spülversatzverfahrens. Gewinnung des Versatzgutes durch Hoch- und Tiefbagger mit 50 bis 300 cbm/st Leistung. Gleisrückmaschinen für Eimerkettenbagger. Zum Ausgleich des Abbaubetriebes über Tage und des Versatzbetriebes unter Tage werden Vorratbehälter von 100 bis 600 cbm Fassungsvermögen angelegt. Die Rohrleitungen bestehen aus Schmiedeisen und sind mit Porzellan oder Eisen gefüttert. Rohrverschleiß. Klärung des Spülwassers. Forts. folgt.

Brennstoffe.

Ueber das Erdöl. Von Romberg. Forts. (Dingler 24. Aug. 12 S. 529/33*) Geschichte und Entwicklung der Erdölindustrie.

Dampfkraftanlagen.

Ueber die wissenschaftliche Verwertung der Ergebnisse von Verdampfungsversuchen zur Aufstellung von Wärmebilanzen. Von Hassenstein. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 23. Aug. 12 S. 353/56) Ableitung der Formeln für den Fall, daß die Temperatur der Luft oder der Abgase unter dem Taupunkt liegt. Rückstände- und Gasheizwertverlust. Rußverlust und Abwärmeverlust durch feste Stoffe. Strahlverlust.

Fabrikschornstein aus Eisenbeton für Herrn Max Hartmann, Danzig. Von Kirn. (Beton u. Eisen 24. Aug. 12 S. 310/12*) Der 60 m hohe Schornstein hat unten 3,3 m und oben 2,20 m äußeren Dmr. Bewehrung. Kurze Berechnung der Standsicherheit.

Versuchsergebnisse an Zoelly-Turbinen. Von Grabau. (Z. f. Turbinenw. 20. Aug. 12 S. 363/64*) Die beiden bei der Düsseldorfer Röhrenindustrie A.-G. aufgestellten Dampfturbinen sind für je 1500 PS bei 3000 Uml./min, 12 at Ueberdruck, 350° Dampftemperatur und 90 vH Luftleere gebaut. Versuchsergebnisse bei andern Betriebsbedingungen.

Eisenbahnwesen.

Die Wengernalpbahn. Von Müller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 31. Aug. 12 S. 1401/08* mit 3 Taf.) Uebersichtskarte, Längsschnitt der neuen Linie Lauterbrunnen-Wengen. Kunstbauten.

Die Hamburger Hochbahn. Von Günthel. Forts. (Deutsche Bauz. S. 581/82* mit 1 Taf.) S. Zeitschriftenschau vom 31. Aug. 12. Schluß folgt.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 23. Aug. 12 S. 196/98*) Die Bahn St. Pölten-Mariazell.

Testing plant results and the locomotive boiler. Von Fry. (Engineer 23. Aug. 12 S. 189/90*) Erörterung der Wärmevorgänge in der Lokomotivfeuerung an der Hand der Prüfstandergebnisse der Pennsylvania-Bahn. Einfluß der zugeführten Luftmenge auf die Verbrennung, die Wärmestrahlung und die Wärmeaufnahme der Heizfläche.

Nouvelles locomotives à grande vitesse à quatre cylindres, à simple expansion et surchauffe, des chemins des fer de l'État français. (Génie civ. 24. Aug. 12 S. 333/36* mit 1 Taf.) Hauptabmessungen der 2 C-Lokomotive. Querschnitte. Anordnung der Zylinder.

Rostangriffe an Gleisen elektrischer Bahnen. Von Bloß. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Aug. 12 S. 506/08*) Neben der rein mechanischen Einwirkung tragen zur Zerstörung der Schienen und Unterlegplatten der Rostangriff, die elektrolytische Wirkung der Erdströme und die Erwärmung durch den Stromübergang bei.

Die neue H-S-Eisenbetonschwelle. Von Hebert. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Aug. 12 S. 508/10*) Schienenbefestigung und Anordnung der Bewehrung weichen vollkommen von den bisherigen Ausführungen ab. Die Schwelle hat sich im Betrieb bewährt.

Block signals on an electric railway. Von Leisenring. (Eng. News 1. Aug. 12 S. 192/97*) Sicherung in Krümmungen und für Nebengleise. Darstellung der Signalarme und Bedeutung der Flügel-

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

stellung. Jedes Signal wird durch einen Wechselstrommotor von 110 V angetrieben. Stromzuführung.

Die Zugsicherung auf den nordamerikanischen Eisenbahnstrecken. Von Lamp. (Verk. Woche 24. Aug. 12 S. 1061/70*) Regelung der Zugfolge durch Fahrplan und Zugbefehle. Regelung im Raumabstande. Die ungesicherten und gesicherten Blocksignale. Das Zugstabverfahren. Schluß folgt.

Signal- und Schaltanlagen für elektrische Grubenbahnen mit Fahrdraht unter Tage. Von Henke. (ETZ 22. Aug. 12 S. 870/71*) Durch einfaches Zerreißen eines kenntlich gemachten Drahtes wird die Fahrdrahtanlage sofort stromlos. Da Ruhestrom verwendet wird, ist ein Versagen ausgeschlossen

Automatic block signaling for single-track railways. Von Latimer. (Eng. News 11. Juli 12 S. 62/64*) Zugsicherung der Chicago, Burlington and Quincy R. R. auf eingleisigen Strecken.

Eisenhüttenwesen.

Power machinery of the steel industry. Von Streeter. (Eng. Magaz. Aug. 12 S. 681/98*) Kompressoren, Fördermaschinen, Baggervorrichtungen. Forts. folgt.

Neuere Ergebnisse der elektrischen Roheisenerzeugung auf dem Versuchswerk am Trollhättan. Von Neumann. (Stahl u. Eisen 22. Aug. 12 S. 1409/16*) Die Ergebnisse zeigen, daß Holzkohle in nicht zu großen Stücken das geeignetste Reduktionsmittel ist. Arme Beschickungen eignen sich ebenfalls zum Verschmelzen, erfordern aber große Kalkzuschläge. Empfehlenswert ist Begichtung in der Mitte des Schachtes.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die Dimensionierung von Eisenbetonquerschnitten mit kreisförmigen Begrenzungslinien. Von Krebitz. Schluß. (Beton u. Eisen 24. Aug. 12 S. 312/15*) Zentrische Beanspruchung durch Druck und Biegung. Beispiele.

Étude de la solidarité des pièces de pont. Von Lossier. (Génie civ. 24. Aug. 12 S. 336/40*) Balken auf senkbaren Stützen. Anwendung auf die Berechnung von Längsträgern.

Ein vereinfachtes Verfahren zur raschen Berechnung von Pfostenfachwerken. Von Marcus. (Zentralbl. Bauv. 24. Aug. 12 S. 440/43*) Für die Gurtkräfte werden rekurrente Reihen aufgestellt und angenähert gelöst. Genauigkeit des Verfahrens.

Zeichnerische Ermittlung der Querschnittsabmessungen des doppeltbewehrten Betonbalkens. Von Neumann. (Z. Arch.- u. Ing.-Wes. 12 Heft 5 S. 371/76*) Ermittlung der Nulllinie, des Druckeisenquerschnittes und des zulässigen Biegungsmomentes bei vorgeschriebenen Randspannungen und gegebenem Zugeisenquerschnitt. Eisenquerschnitte bei vorgeschriebenen Randspannungen und gegebenem Biegungsmoment.

Beitrag zur Theorie des ebenen Stabzuges mit räumlicher Stützung Von Marcus. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 5 S. 379/98*) Der durchlaufende Träger mit frei dreh- und verschiebbaren Stützen. Der Stabzug mit teilweise eingeklemmten Enden. Beispiele.

The strength of struts. Von Southwell. (Engng. 23. Aug. 12 S. 249/50*) Anpassung der Eulerschen Knickformel an die Vorgänge beim seitlichen Ausbiegen eines kurzen Druckstabes.

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln. Von Bernhard. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 31. Aug. 12 S. 1408/11*) S. Zeitschriftenschau vom 24. Aug. 12. Forts. folgt.

Die Verbundfrage im Eisenbetonbau und die neueren Vorschriften. Von Kleinlogel. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 23. Aug. 12 S. 529/33*) Der Größtwert der Kraftspannungen tritt nicht an den Auflagern, dem Gebiet der größten Querkräfte, sondern im Gebiet der größten Biegungsmomente auf.

Elektrotechnik.

Entstehung der Lagerströme und Mittel zu deren Vermeidung. Von Lischwitz. (El. u. Maschinenb. Wien 25. Aug. 12 S. 704/07*) Die Lagerströme werden nur durch die Schwankungen des magnetischen Kraftflusses hervorgerufen, die durch eine ungleichmäßige Anordnung des magnetischen Kreislaufes, z. B. infolge der Trennfugen mehrteiliger Magnetgehäuse, entstehen. Mittel zur Verhütung der Lagerströme.

The propagation of electric energy by standing and traveling waves. Von Douglas. (El. World 10. Aug. 12 S. 311/13*) Die Versuche an einer künstlichen Leitung haben ergeben, daß die Regelung bei Wechselstrombetrieb leichter ist als bei Gleichstrombetrieb.

An investigation of transmission-line phenomena by means of hyperbolic functions. Von Kennelly. (El. World 10. Aug. 12 S. 306/11) Strom- und Spannungsverteilung über künstliche Leitungen.

Erd- und Wasserbau.

Hydrologische Vorarbeiten für ein linksrheinisches Wasserwerk der Stadt Düsseldorf. Von Lang. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 24. Aug. 12 S. 840/45*) Höhenschichtenpläne des Grundwasserspiegels bei Hochwasser im Rhein und bei mittlerem Rheinwasserstand nach vorhergegangenem Hochwasser. Beschaffenheit des Wassers.

American earthwork machinery. Forts. (Engineer 23. Aug. 12 S. 193/95*) Große Schleppschaufeln, die an Kranauslegern angebracht werden.

Das Schiffshebewerk mit Seitenschwimmern, Zahnstangen und Riegeln. Von Jebens. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 5 S. 375/80*) Berechnungen zeigen, daß die Spannungen beim Aufsetzen des Troges unerheblich sind. Vorschläge zum Entfernen des Leckwassers aus den Schwimmern. Dichtung des Spaltes zwischen Trog und Haupt. Schiffshebewerk ohne Zahnstangenbetrieb mit Seitenschwimmern. Verstellbare Verriegelung.

Grouting leaks in a Chicago River tunnel. (Eng. Rec. 3. Aug. 12 S. 126/27*) An den Tunneln im Zuge der Washington- und der La Salle-Straße in Chicago sind undichte Stellen mit Zementmörtel, der mit Druckluft von 7 at eingepreßt wurde, abgedichtet worden.

Soft ground tunneling without compressed air on the Catskill aqueduct. Von Gould. (Eng. Rec. 10. Aug. 12 S. 144/46*) Der Garrison-Stollen führt auf eine Länge von rd. 244 m durch sehr weichen Boden; daher war eine sehr schwere Barrenzimmerung erforderlich. Der Stollen ist mit Beton ausgekleidet.

Ueber Gebirgsdruck. Von Wiesmann. Schluß. (Schweiz. Bauz. 24. Aug. 12 S. 101/05*) S. Zeitschriftenschau vom 31. Aug. 12.

Der Elbtunnel in Hamburg und sein Bau. Von Stockhausen. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 31. Aug. 12 S. 1389/95*) Tunnelverkleidungen aus Walzträgern. Vernietung der eingebauten Ringstücke. Der Vortriebschild und seine Wirkungsweise. Schluß folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

Eisenbetonkanal des Hauptwassersammlers zu Lichtenberg. Von Schlotterer und Rüdiger. (Beton u. Eisen 24. Aug. 12 S. 305/07*) Das $3,6 \times 2,05$ qm große Gerinne führt 18,1 cbm/sk ab. Kurze Angaben über die statische Berechnung. Einschalung. Kosten.

Eisenbetonumschnürte Steinzeugröhren großer Lichtweiten als Ersatz für Kanäle aus Stampfbeton oder Mauerwerk. Von Schmidt. Schluß. (Deutsche Bauz. 24. Aug. 12 Beil. S. 122/27*) S. Zeitschriftenschau vom 24. Aug. 12.

Gießerei.

Foundry plant and machinery. Von Horner. Forts. (Engng. 23. Aug. 12 S. 255/57) Eigenschaften, Bestandteile, Korngröße und Arten des Formsandes.

Versuche zur Verminderung der Metallverluste beim Messingschmelzen. Von Bensel. (Metallurgie 22. Aug. 12 S. 523/31*) Das Zusammenschmelzen von 70 Teilen Kupfer und 30 Teilen Zink im elektrischen Ofen ergab nur 0,87 vH Zinkverlust gegenüber 2,5 vH bei den üblichen Schmelzverfahren.

Heizung und Lüftung.

Die Verwendung von Wärmespeichern und deren Konstruktion. Von Rittershausen. (ETZ 22. Aug. 12 S. 868/70*) Der Wärmespeicher ermöglicht, die Erzeugung der Hauptwärmemengen im Haushalt auf die Nachtstunden zu verschieben. Konstruktion des Wärmespeichers, Bauart Rittershausen, für eine Warmwasserleitung.

Hochbau.

Wind-bracing in the Grand Central passenger terminal, New York. (Eng. Rec. 10. Aug. 12 S. 165/67*) Uebersicht über die Konstruktionen zur Aufnahme der Windkräfte in dem 26stöckigen Empfangsgebäude. Beanspruchung einiger Säulen.

Floors and floor construction for manufacturing plants. Von Tyrrell. Forts. (Eng. Magaz. Aug. 12 S. 710/18*) Bauarten der Fußböden aus Holz, Beton und Mauerwerk.

Holzbearbeitung.

The new Port Reading creosoting plant. (Eng. Rec. 10. Aug. 12 S. 148/50*) Die Tränkanstalt für Schwellen, Bauholz und Pfähle hat zwei 42,7 m lange Kessel von 2,25 m Dmr. für 17,5 at Betriebsdruck.

Luftschiffahrt.

Versuchseinrichtungen zur Prüfung von Luftschrauben. Von Béjeuhr. Forts. (Dingler 24. Aug. 12 S. 533/38*) Meßgeräte. Ergebnisse von Standversuchen. Fahrversuche mit der kleinen Reißner-Schraube. Darstellung der Kennlinien für Leistung und Schubkraft einer Luftschraube. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Ueber den Einfluß der elastischen Nachwirkung auf die Leistungsfähigkeit der Riementriebe. Von Skutsch. (Mitt. Forschungsarb. Heft 120 S. 35/64*) Die Versuche beweisen, daß die Elastizitätsziffer bei Schwingungen, deren Dauer zwischen 0,3 und 4 sk wächst, nicht abnimmt.

Materialkunde.

Das Gefüge des gehärteten Stahles. Von Hanemann. (Stahl u. Eisen 22. Aug. 12 S. 1397/1404* mit 3 Taf.) Aeltere Versuche. Gefügebestandteile in abgeschreckten Stählen. Osmonditflecke. Austenit. Martensit und Zementit-Nadeln. Erscheinung der Schmelzkügelchen. Hardenit. Schluß folgt.

Die elektrische Leitfähigkeit der Metallegierungen im flüssigen Zustande. Von Bornemann und v. Rauschenplat. Schluß. (Metallurgie 22. Aug. 12 S. 505/15*) Temperaturziffern des Widerstandes.

Die Bestimmung des Mischungsverhältnisses von abgebundenem (erhärtetem) Zementmörtel und -beton. Von Burchartz. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 3 S. 117/21) Berechnung des Mischungsverhältnisses nach Raumteilen aus den durch Analyse gefundenen Gewichtsteilen. Nachprüfung der Umrechnung.

Prüfung von Eisenportlandzement im Vergleich zu Portlandzement. Von Gary und Burchartz. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 3 S. 122/29)

Further investigations of puzzolan-portland cements. Von Duryee. (Eng. News 15. Aug. 12 S. 297/99*) Vergleich der Zugfestigkeit von Portlandzement-, Puzzolan- und Kalkmörtel. Vergleich der Zugfestigkeit von verschiedenen Puzzolanmörteln. Versuche mit Seewasser.

Versuche über den Einfluß des Zusatzes kieselsäurereicher Stoffe zu Kalk auf dessen Erhärtungsfähigkeit. Von Burchartz. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 3 S. 133/38*) Vergleichende Versuche mit gewöhnlichem Kalkmörtel und einem schnell erhärtenden Mörtel mit kieselsäurereichem Bindemittel. Ersatz eines Teiles des Bindemittels durch Zement.

Beiträge zur Frage der mechanischen Weichgummiprüfung. Von Memmler und Schob. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 3 S. 139/49*) Versuche über die Abnutzung von Walzen, Kugeln, Ringen und Scheiben aus Gummi. Darstellung der Versuchseinrichtungen.

Neues auf dem Gebiete der Papierprüfung im Jahre 1911. Von Herzberg. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 3 S. 150/77*) Geräte und Verfahren zum Prüfen der Festigkeit und Dehnung, der Luftdurchlässigkeit und der Feinheit der Fasern von Papier. Handprüfung von Pappen. Nachweis und Verhalten von Holzschliff und andern Beimengungen. Pergamentpapiere. Angewandte Papierprüfung.

Wood in compression; bearing values for inclined cuts. Von Howe. (Eng. News 1. Aug. 12 S. 190/91*) Beanspruchung von Holzbalken auf Druck, wenn die Richtung der Fasern einen Winkel mit der Kraftrichtung bildet.

Mechanik.

A new impact formula. Von Lindenthal. (Eng. News 1. Aug. 12 S. 216/18) Ableitung einer Formel, die die dynamischen Einflüsse auf die Spannungen bei Eisenbahnbrücken berücksichtigt.

The influence of Poisson's ratio on stresses in arch dams. Von Jorgensen. (Eng. News 1. Aug. 12 S. 208/09*) Angaben verschiedener Forscher für die Poissonsche Zahl des Betons. Bedeutung der Festwerte für den Spannungszustand von bogenförmigen Talsperren.

Das Verhalten von gasförmigen und tropfbar flüssigen Medien beim Entlangströmen an Oberflächen. Von Rateau. (Z. f. Turbinenw. 20. Aug. 12 S. 357/60*) Versuche über die Tragkraft und den Widerstand von Gleitflächen. In den Versuchsraum wird die Luft durch eine sich erweiternde Düse eingeblasen. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Eine neue Form des Stracheschen Gaskalorimeters. Seine Anwendung zur Bestimmung des Heizwertes von Gasen, der brennbaren Bestandteile von Gasgemischen und der vergasbaren Bestandteile fester und flüssiger Körper. Von Breisig. (Journ. Gasb.-Wasserv. 24. Aug. 12 S. 833/40*) Bei der früheren Ausführung waren die Anzeigen von der Temperatur abhängig, so daß sich bei aufeinanderfolgenden Messungen Störungen ergaben. Die neue Anordnung, die diesen Uebelstand vermeidet, macht Prüfeichungen mit Wasserstoff überflüssig.

Vibrations of buildings due to street traffic. Von Hall. (Eng. News 1. Aug. 12 S. 198/201*) Messung der Längs- und Querschwingungen von Gebäuden infolge des Straßenverkehrs in San Francisco. Beschreibung des Meßgerätes.

Metallbearbeitung

Ueber Stahl- und Werkstückwechsel bei Drehbänken (sogen. Revolverdrehbänken und Automaten). Von Fischer. Schluß. (Werkst.-Technik 15. Aug. 12 S. 417/21*) Selbsttätige Drehbänke. Maschinen mit kreisenden Werkzeugen.

New four-spindle boring machine. (Iron Age 15. Aug. 12 S. 348/51*) Senkrechte Vierspindelbohrmaschine der Automatic Machine Co., Bridgeport, Conn., zum Ausbohren und Abdrehen von Zylindern bis zu 250 mm Dmr. und 610 mm Höhe. Antrieb und Vorschubgetriebe.

Tube and angle-iron bending machine. (Engng. 23. Aug. 12 S. 257*) Die Maschine von Charles Taylor, Birmingham, bei der die Formrolle durch einen Handantrieb um die feststehende Biegeform herumgeführt wird, biegt Winkel bis zu 60 mm Schenkellänge und Rohre bis zu 76 mm Dmr. auf 380 bis 600 mm Halbmesser.

The manufacture of collapsible tubes. Von Suverkrop. (Am. Mach. 24. Aug. 12 S. 173/78*) Die Tuben werden aus Scheiben gezogen, dann an der Mündung mit Gewinde versehen und gerändelt. Sie bestehen aus Blei, Zinn oder Legierungen davon. Pressen, Werkzeuge, Gang der Erzeugung.

Bohrlehren. Von Stock. (Werkst.-Technik 15. Aug. 12 S. 409/12*) Lehren zum Anreißen und zum Bohren von Platten. Verbesserte Anschläge und Bohrerführungen. Spannvorrichtungen. Lehren für verschiedene Maschinenteile. Schluß folgt.

Motorwagen und Fahrräder.

The result of a motor truck experiment. (Iron Age 15. Aug. 12 S. 343/44*) Mitteilungen über den Stückgutverkehr der Glen Cove Transportation Co. mit 4 Motorlastwagen, darunter zwei 5 t-Gaggenau-Wagen. Verteilung der Betriebskosten.

16-horse-power 4-cylinder motor-car with self-starter. (Engng. 23. Aug. 12 S. 260/63*) Die Maschine von 88 mm Zyl.-Dmr. und 120 mm Hub macht bis zu 2000 Uml./min und wird durch Niederdrücken eines Fußhebels angelassen, wobei ein umlaufender Plattenschieber die Druckluft auf die Zylinder verteilt. Ausführliche Darstellung des von der Adams Mfg. Co., London, gebauten Wagens.

L'épreuve d'endurance militaire des véhicules de poids lourds. (1er-31 juillet 1912). (Génie civ. 3. Aug. 12 S. 273/78*) Hauptabmessungen und Eigenschaften der Wagen. Neuerungen.

Schiebermotoren. Von Praetorius. Forts. (Motorw. 20. Aug. 12 S. 563/65*) Maschinen von Smith, Sears, Pieper u. a. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Eine neuzeitliche Druckluftanlage. Von Eriksson. (Glückauf 24. Aug. 12 S. 1368/72*) Die beiden Drucklufterzeuger für etwa 37 cbm/min Ansaugleistung auf den Gruben Striberg-Gesellschaft sind von der Nya Aktiebolaget Atlas in Stockholm erbaut; Darstellung der selbsttätigen Regelvorrichtungen. Anlage- und Betriebskosten. Vorratraum von 800 cbm Inhalt für Preßluft in der Grube in 167 m Teufe. Luftverluste im Speicher.

Schiffs- und Seewesen.

Der Doppelschraubendampfer »Cap Finisterre« der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, erbaut von Blohm & Voß in Hamburg. Von Foerster. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 31. Aug. 12 S. 1396/1401* mit 2 Taf.) Lüftung, Beleuchtung und Heizung. Einrichtungen für den Schiffsbetrieb, die Navigation und die Sicherung. Die Maschinenlage enthält zwei Vierfach-Expansionsmaschinen. Betriebsergebnisse.

Electric propulsion of the United States collier »Jupiter«. Von Emmet. (Engng. 23. Aug. 12 S. 272/75*) Ausführliche Veröffentlichung über die Maschinenanlage des in Zeitschriftenschau vom 31. Aug. 12 erwähnten Schiffes.

Feathering paddle wheels for U. S. self-propelling hydraulic dredges. (Eng. News 15. Aug. 12 S. 286/88*) Die Schaufeln der Treibräder werden durch Hebel, die von einer exzentrisch angebrachten Scheibe ausgehen, so gestellt, daß sie das Wasser möglichst günstig durchschneiden. Berechnung des Kraftbedarfes. Die Bagger fahren mit 7,7 Knoten Geschwindigkeit.

Straßenbahnen.

The Pittsburgh double-door, double-deck car. (El. Railw. Journ. 10. Aug. 12 S. 204/08*) Der insgesamt 14,63 m lange, 4,35 m hohe zweistöckige Straßenbahnwagen hat unten 60, oben 52 Sitzplätze und in den Seitenwänden getrennte Türen für Ein- und Aussteigende. Der Fußboden liegt in der Wagenmitte 432 mm, an den Enden 762 mm hoch über den Schienen.

The New York double-deck car. (El. Railw. Journ. 10. Aug. 12 S. 210/14*) Der Wagen der New York Railways Co., der bei 13,41 m Länge und 3,91 m Höhe in jedem der Stockwerke 44 Sitzplätze enthält, hat je eine breite Tür in den Seitenwänden und einen nach der Wagenmitte hin abfallenden Fußboden. Die Führerplattformen sind vorgebaut.

Ein neuer Schweißstoß. Von Wattmann. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Aug. 12 S. 501/06*) Die Brückenstoßschweißung der Akkumulatorenfabrik-A.-G. nach dem Verfahren von Donath hat nur 6 Schweißstellen, der Laschenstoß dagegen 12. Wegen der großen künstlichen Spannungen klaffen die Stoßfugen nicht.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

An exhaust gas turbine. (Engineer 23. Aug. 12 S. 206/07*) An den Auspuff einer Benzinmaschine von 105 mm Zyl.-Dmr., 127 mm Hub und 1000 Uml./min ist eine einstufige Gleichdruckturbine, Bauart Churchill-Shann, mit einem Laufrad und einem feststehenden Schaufel-

rade zur Führung der austretenden Gase angeschlossen; die Düsenteilung ist größer als die Schaufelteilung. Versuchsergebnisse.

Wasserkraftanlagen.

Versuche über die Druckverteilung in den Laufzellen arbeitender Reaktionsturbinen. Von Pfarr. (Mitt. Forschungsarb. Heft 120 S. 1/34*) Vergl. Z. 1910 S. 1421 u. f.

Wasserversorgung

Das neue Wasserwerk der Stadt Hannover in Elze. Von Kellner. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 12 Heft 5 S. 345/60*) S. Zeitschriftenschau vom 6. Juli 12.

A large concrete pressure pipe. Von Hanna. (Eng. News 8. Aug. 12 S. 248/51*) 2,8 km lange Druckrohranlage von 91 cm Dmr. aus Eisenbeton für Bewässerzwecke. Die Druckhöhe beträgt etwa 21 m.

Werkstätten und Fabriken.

New bridge shops at Gary, Ind. (Eng. News 8. Aug. 12 S. 238/42*) S. Zeitschriftenschau vom 27. Juli und 3. Aug. 12.

Organisation und Arbeitsverfahren einer großen Fabrik für Sonderwerkzeuge. Von Fattler. (Werkst.-Technik 15. Aug. 12 S. 412/17*) Einrichtungen der Taft-Peirce Mfg. Co. in Woonsocket, R. I., die ausschließlich arbeitsparende Vorrichtungen für Maschinenfabriken erzeugt. Zeichenbureau. Bohrarbeiten. Prüfverfahren. Schluß folgt.

Zementindustrie.

A compressed air concrete mixer and conveyor. (Eng. News 8. Aug. 12 S. 244/46*) Die Mischanlage leistet 15,3 cbm/st; zum Mischen und Befördern des Mischgutes dient Druckluft. Einzelheiten des Mischkessels.

Rundschau.

Ergebnisse mit Oberflächen-Kondensation im Kraftwerk „Feyenoord".

An Bord von Seeschiffen wurden bis zum Jahre 1906 je nach Umständen runde, gesondert aufgestellte oder an die Maschine angebaute Kondensatoren gebraucht. Letztere waren meistens im Querschnitt von oben nach unten kegelig und lieferten in der Regel bessere Ergebnisse als jene. Die Kühlfläche schwankte zwischen 0,1 bis 0,2 qm/PS$_i$. Nachdem die Einführung von Turbinen gezeigt hatte, daß ein sehr hohes Vakuum für den Dampfverbrauch vorteilhaft war, ergaben sich erhöhte Anforderungen an Kondensationseinrichtungen für Turbinen wie auch für Kolbenmaschinen.

Auf dem Kraftwerk »Feyenoord« bei Rotterdam hatte sich stets ergeben, daß die Kondensatoren zu groß waren. Es stehen dort drei schnellaufende Belliss-Maschinen von je 300 PS$_e$. Der Abdampf dieser Maschinen gelangt in eine gemeinschaftliche Leitung, die in eine besondere Kondensationseinrichtung ausmündet, welche mit einer elektrisch angetriebenen Umlaufpumpe und einer Zwillings-Luftpumpe der Bauart Edwards ausgerüstet ist. Beide Kondensatoren haben die gewöhnliche runde Form mit einem wagerechten und

Fig. 1 und 2. Kondensator.

Maßstab 1 : 40.

einem Paar senkrechter Schotten; der Durchmesser beträgt 940 mm, die Länge zwischen den Röhrenplatten 1878 mm, die Kühlfläche 88,9 qm, der Wasserumlauf ist doppelt, Fig. 1 und 2 [1]).

Einer dieser Kondensatoren wurde nun durch einen bedeutend kleineren der »Feyenoord«-Bauart mit 27 qm Kühlfläche, 444 5/8"-Röhren und 1220 mm Länge ersetzt, Fig. 3 und 4, während Pumpen und Leitung unverändert blieben. Das Gewicht des kleinen Kondensators betrug 1933 kg, das des großen 3320 kg. Im Dezember 1910 sind die ersten Versuche angestellt worden. Der kleine Kondensator war imstande, den gebrauchten Dampf von zwei vollbelasteten Maschinen niederzuschlagen. Unmittelbar fiel das bedeutend wärmere Speisewasser auf. Es wurde darauf ein Wasserwiderstand hergestellt, um auch die Reservemaschine vollbelastet ansetzen zu können, und die größten Erwartungen wurden übertroffen, da beinahe 300 kg/qm Dampf bei einem Vakuum von 77 bis 80 vH und Kühlwasser von ± 3° niedergeschlagen wurden. Die Versuche wurden mit möglichst warmem Kühlwasser (23 bis 24°) wiederholt, auch Zwischenversuche mit 13° wurden angestellt, Fig. 5.

Der Versuchsbetrieb ist sehr einfach. Die Edwards-Pumpen drücken das Wasser nach einem Oelabscheider, der dem Kondensator gegenüber auf dem Kellerboden gestellt ist und aus dem die Speisepumpen saugen. Der Oelabscheider dient als Meßbehälter und ist entsprechend eingeteilt. Er muß daher beim Beginn des Versuches leer sein, die Luftpumpen drücken nach außen. Eine Klappe wird geöffnet, und das Speisewasser fließt in den Behälter; ist dieser beinahe gefüllt, wird die Klappe umgestellt und die Zeit aufgezeichnet. Sobald das Wasser zur Ruhe gekommen ist, liest man die Menge

Fig. 3 und 4. Feyenoord-Kondensator.

Maßstab 1 : 40.

ab. Das Dampfhalten während des Versuches im Winter mit der vollen Belastung war durch das kalte Speisewasser aus dem Fluß erschwert, dagegen im Sommer erleichtert.

Wenn auch das mit Wasser von 23 bis 24° erreichte Vakuum von ± 60 vH niedrig ist, so sieht man aus dem die Beziehungen zwischen Vakuum und kondensierter Dampfmenge angebenden Verlauf der Linien, Fig. 5, daß in diesem Kondensator mehr niedergeschlagen wird, als in dem Kondensator von Weighton und Josse. Dabei ist noch zu bedenken, daß bei drei vollbelasteten Maschinen Umlauf- und Luftpumpen zu klein sind. Josse kondensierte mit Kühlwasser von 10° und 90,7 vH Vakuum 64 kg/qm [1]), der Versuch Nr. 8 ergab dagegen 101 kg/qm bei 89,7 vH Vakuum und Kühlwasser von 6°. Weighton brachte es auf 181 kg/qm bei 85 vH Vakuum und Wasser von 5,3° [2]), wogegen Versuch Nr. 5 eine etwas höhere Ziffer bei 87 vH Vakuum und Wasser von 7,5° ergab.

Fig. 5.

Versuche mit verschiedenen Kühlwassertemperaturen.

[1]) de Ingenieur 1912 Heft 26.

[1]) Z. 1909 S. 323.

[2]) Engineering 1906 S. 497 u. f.

Es muß ausdrücklich hervorgehoben werden, daß diese Versuche keinen Anspruch auf unbedingte Genauigkeit erheben. Die Menge Kühlwasser ist nicht gemessen, vielmehr aus dessen Verhältnis zur Menge Speisewasser wie folgt berechnet:

Aus der abgelesenen Temperatur des verbrauchten Dampfes bei Eintritt in den Kondensator ist mit Hülfe der Tafeln von Mollier die Wärme von 1 kg Dampf festgestellt. Dabei ist angenommen, daß er trocken und gesättigt ist, was nicht richtig ist. Der Unterschied beträgt meistens 1°, niemals mehr als 3° und ist deshalb unberücksichtigt gelassen.

Zieht man von der Wärme des Dampfes die des Speisewassers ab, so bleibt die abgegebene Wärme übrig. Diese beträgt als Mittel der angestellten Versuche 572 WE/kg. Das Kühlwasser nimmt $t_4 - t$ WE/kg auf (t_4 = Temperatur des Kühlwassers nach dem 4. Bündel, t = Temperatur vor dem 1. Bündel). Das Verhältnis von Kühl- zu Speisewasser ist somit $\frac{572}{t_4 - t}$.

Bezeichnet Θ den mittleren Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wasser, AB in Fig. 6 den größten Temperaturunterschied, CD den kleinsten und BD die Kühlfläche, dann verläuft AC nach einer krummen Linie, und es ist:

$$\Theta = \frac{AB - CD}{\lg n \frac{AB}{CD}} = \frac{(T - t) - (T - t_4)}{\lg n \frac{T - t}{T - t_4}} = \frac{t_4 - t}{\lg n \frac{T - t}{T - t_4}},$$

worin T = Temperatur des Vakuums.

Fig. 6.

Diese Formel von Grashof erwies sich bei den Versuchen von Josse als zuverlässig. Wir können nunmehr graphisch die Beziehung von Θ und n, d. i. die Menge Kühlwasser auf 1 kg Dampf, darstellen. Es ist $n = \frac{572}{t_4 - t}$, wie sich oben ergeben hat. Erhöht man diesen Wert um 4,9 vH, so erhält man den bequemeren Ausdruck $n = \frac{600}{t_4 - t}$. Trägt man Θ auf der senkrechten Achse, n von 0 bis 60 auf der wagerechten Achse auf, so sind 2 Diagramme zu zeichnen, weil sich nicht alles in einem Diagramm vereinigen läßt. Für ein bestimmtes Vakuum können wir ein Diagramm entwerfen, in dem wir für verschiedene Werte von t (Temperatur, Kühlwasser) Θ berechnen und die gefundenen Punkte durch eine Linie verbinden, Fig. 7. Das andre Diagramm geht von einem bestimmten t aus und ergibt Θ für verschiedene Vakua, Fig. 8.

Fig. 7.

Beziehungen zwischen Θ, n und t für ein bestimmtes Vakuum.

Diese Figur ist für $t = 20°$ ausgeführt und enthält außerdem $t_4 - t = \frac{600}{n}$, um zu zeigen, daß die größte Luftleere mit dem kleinsten Temperaturunterschied gepaart geht. Da dieser der Wärmeabgabe auf die Einheit der Kühloberfläche proportional ist, so folgt daraus wieder, daß eine hohe Luftleere einen großen Kondensator verlangt. Ferner fällt auf, daß die krummen Linien zuerst sehr steil sind, (dann nur wenig ansteigen. Eine Vermehrung der Menge des Kühlwassers ist über den ersten Teil der Kurve von großer und dann von geringerer Bedeutung. In Fig. 8 ist noch eine Linie für 635 mm Vakuum und $t = 30°$ gezeichnet, woraus hervorgeht, daß ein Kondensator, der in unserem Klima mit $t = 20°$ 686 mm Luftleere gibt, unter gleichen Umständen in den Tropen nur 635 mm gibt.

Fig. 8.

Beziehungen von Θ, n und Vakuum für eine bestimmte Kühlwassertemperatur.

Die abgeführte Wärme hängt von der Durchgangszahl α ab, d. i. der Anzahl WE, die auf 1° Temperaturunterschied an beiden Seiten einer Röhrenwand durch diese strömt. α wird bestimmt durch den Uebergang der Wärme des Dampfes auf die Wand α_1, die Wandstärke δ und deren Leitungsvermögen λ, und zuletzt durch den Uebergang von der Wand auf das Wasser α_2:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Hierin ist nach Josse[1] $\alpha_1 = 19000$ und $\lambda = 90000$ WE/qm. Nach Ser ist $\alpha_2 = 4500 \sqrt{v}$, worin v = Geschwindigkeit des Kühlwassers in m/sk.

Für $\delta = 1$ mm und $v = 0{,}5$ m/sk ist somit $\alpha_2 = 3180$ und $\alpha = 2640$
» $\delta = 1$ » » $v = 2$ » » » $\alpha_2 = 6345$ » $\alpha = 4519$

Hieraus geht hervor, daß der Einfluß der Geschwindigkeit des Kühlwassers sehr groß ist, die Wandstärke der Röhren aber nicht viel dazu beiträgt. Steht die Durchgangszahl einmal fest, dann ist die Kühloberfläche zu bestimmen. Die Anzahl der stündlich niedergeschlagenen Kilogramm Dampf ist $K = M \Theta \sqrt{v} \times$ Konstante F, die die Stelle der Durchgangszahl α einnimmt, M ist die Kühlfläche in qm. Je nach der Form des Kondensators und der Dampfmenge, die kondensiert werden muß, wird die Kühlfläche ganz oder teilweise gebraucht. Wir müssen somit schreiben: $K = C M \Theta \sqrt{v} F$, worin $C < 1$ ist, oder, wenn beide Beiwerte zu einem vereinigt, den wir die Belastungszahl nennen, vereinigt werden: $K = M \Theta \sqrt{v}\, c F$. Ist die Form des Kondensators nicht gut, so daß sich Luft absetzen kann und das Vakuum kleiner wird, dann steigt Θ und fällt cF, was bei gleich bleibender Belastung und zunehmendem Kühlwasser ebenfalls eintritt. Die gefundenen Werte von cF schwanken zwischen 2 und 6,5, selbst 7,95 ist beobachtet worden.

In Feyenoord wird dafür vorläufig der Wert 5 genommen. Wenn auch auf diesem Gebiete noch vieles unsicher ist, ist doch schon soviel erreicht, daß nun ein Kondensator gebaut werden kann, der bedeutend kleiner als die früheren ist und trotzdem imstande ist, das vorgeschriebene Vakuum zu erreichen. Die Wirkung der Luftpumpe ist natürlich immer ausschlaggebend, weniger dagegen die Wirkung der Umlaufpumpe. Das in der Formel vorkommende $\sqrt{v}$ ist eine Annahme. Aus den Versuchen ist nicht abzuleiten, daß die Menge des kondensierten Dampfes proportional einer bestimmten Potenz der Geschwindigkeit des Kühlwassers ist.

Wenn die mit ungenügenden Mitteln angestellten beschriebenen Versuche in größerem Umfange fortgesetzt werden, so werden sich auch leichter übereinstimmende Ergebnisse erzielen lassen, wobei u. a. die Leistung von Luft- und Kühlpumpen je nach Wahl erhöht werden kann, was vorläufig in Feyenoord nicht möglich ist. (Nach de Ingenieur 1912 Heft 26)

H.

---

[1] Z. 1906 S. 326.

Portalfräswerk.

(hierzu Textblatt 28)

Die noch immer viel erörterte Frage, welche Bearbeitungsart vorteilhafter sei, das Fräsen oder Hobeln, ist wohl im großen und ganzen zugunsten der Hobelmaschine entschieden worden; insbesonders seitdem Hobelmaschinen in einwandfreier Weise durch Umkehr-Regelmotoren angetrieben werden[1]), werden sie immer mehr bevorzugt, da ihre Leistungsfähigkeit hierdurch wesentlich gesteigert wird. Trotzdem werden noch in einzelnen Fällen und für bestimmte Arbeiten Fräsmaschinen angewendet, wie das große Portal-Fräswerk, Fig. 1 und 2, Textblatt 28, welches die Firma Ernst Schieß A.-G. Düsseldorf vor kurzem gebaut hat, zeigt. Diese mächtige Maschine für Werkstücke bis 4500 mm Breite und 4000 m Höhe, besteht aus einer Grundplatte von 8,25 × 14 qm, auf der 2 Betten von je 14 m Länge befestigt sind. Diese tragen das bewegliche, aus 2 Ständern mit Querbalken bestehende Portal. Der Werkzeughalter am Querbalken hat 2 Spindeln, die eigentliche Frässpindel von 170 mm Dmr. und eine kleine Bohr- und Frässpindel von 90 mm Dmr., die beide Einrichtungen zum Gewindeschneiden mittels Gewindebohrer haben. Die Spindeln werden durch einen 30 PS-Elektromotor angetrieben, der oben auf dem Querbalken sitzt, und zwar die größere Spindel mit 2 bis 36 und die kleine mit 12 bis 190 Uml./min. Alle Hebel sind am Werkzeughalter selbst vereinigt, so daß die Bedienung äußerst handlich und einfach ist. Zum Schalten bis 160 mm/min und zum schnellen Verstellen des Portales dient ein besonderer Motor. Die Maschine ist zum Bearbeiten großer Gasmaschinen sowie von Dieselmaschinengestellen, ferner von Panzerplatten usw. bestimmt. Beim Probebetrieb wurde ohne besondere Anstrengung bei 80 mm minutlichem Vorschub ein Span von rd. 30 mm Dicke von einer Panzerplatte abgehoben. Die Maschine wird später durch weitere Fräs- und Bohrständer ergänzt werden. Verschiedene Sicherheitsvorrichtungen gegen Bruch der einzelnen Schaltungen, eine besondere Vorrichtung, um das Festziehen des aufgeschraubten Fräskopfes zu verhindern usw., sind an der Maschine vorgesehen. Besondern Wert legte der Besteller darauf, daß die 14 m langen Betten aus einem Stück und auch die Platte nur aus 3 Teilen von je 14 m Länge hergestellt wurden. Als Genauigkeitsgrenzen war vorgeschrieben, daß bei einer 4 m langen und breiten gefrästen Fläche keine größere Abweichung als 0,04 mm stattfinden sollte. Diese Bedingung wurde einwandfrei erfüllt, da bei der Abnahme die Abweichung in der Längsrichtung nur 0,02 mm, in der Querrichtung nur 0,03 mm betrug. Das Portal-Fräswerk wiegt 18,5 t.

Eine **Zoelly-Dampfturbine für 28000 PS Dauerleistung** haben die Maschinenfabriken von Escher, Wyß & Co. in Zürich für das Rheinisch-Westfälische Elektrizitätswerk in Essen gebaut. Die bei 1000 Uml./min, 10,5 at Ueberdruck, 300° Dampftemperatur und 91,5 vH Luftleere 22500 PS leistende, eingehäusige Turbine, deren Trommel mit Welle 26 t wiegt, treibt mittels einer zwischen 2 Lagern angeordneten Scheibenkupplung einen Siemens-Schuckert-Stromerzeuger, dessen Läufer 60 t wiegt. Die Lagerschmierung, die durch eine Zahnradpumpe betrieben und beim Anlassen durch eine kleine Kreiselpumpe mit Dampfturbinenantrieb unterstützt wird, liefert 600 ltr/min. Die Turbinendynamo kann auf kurze Zeit bis zu 30000 PS überlastet werden. (Schweiz. Bauzeitung 24. August 1912)

Versuche mit einer Abgasturbine, die den Auspuff einer Einzylinder-Benzinmaschine von 105 mm Zyl.-Dmr. und 127 mm Hub bei 1000 Uml./min ausnutzt, hat Churchill-Shann in London angestellt. Die Turbine hat ein einziges Gleichdrucklaufrad aus Gußeisen von 450 mm Dmr., das mit den 60 Schaufeln aus einem Stück gegossen ist. Kennzeichnend ist der Umstand, daß die Teilung der 4 Düsen größer ist als die Schaufelteilung. Dadurch werden die Druckstöße des Auspuffes teilweise ausgeglichen. Die Auspuffgase durchströmen, nachdem sie das Laufrad verlassen haben, noch einen feststehenden entgegengesetzt gekrümmten Schaufelkranz. Vergleichende Bremsversuche an der Benzinmaschine ohne und mit angeschlossener Turbine sollen etwa 8 vH Brennstoffersparnis ergeben haben. (The Engineer 23. August 1912)

Die Jungfraubahn. Die 3,5 km lange Strecke Eismeer-Jungfraujoch ist am 1. August d. J. dem Verkehr übergeben worden. Sie liegt vollständig im Tunnel und hat auf den ersten drei km 6,3 vH, auf den letzten 500 m 25 vH Steigung. Die Fahrzeit beträgt 18 min. Die Gesamtstrecke bis zu dem jetzigen 3427 m ü. M. liegenden Endpunkte der Bahn ist 18,5 km lang. An der letzten Strecke sind 4½ Jahre gearbeitet worden.

[1]) Vergl. Z 1909 S. 1204.

Gepanzerte Hängeisolatoren für Hochspannungsleitungen werden von der Porzellanfabrik Hermsdorf hergestellt, die einen weiteren Fortschritt auf dem Gebiete des Fernleitungsbaues darstellen. Die mehrgliedrigen Hängeisolatoren aus Porzellan erhalten über jedem Porzellanschirm eine Metallkappe, die je nach den vorliegenden Verhältnissen das Porzellan mehr oder weniger übergreift. Die Gliederzahl und die Entfernung der Metallkappenränder voneinander wird nun so gewählt, daß die Ueberschlagspannung zwischen den Metallkappen geringer ist als die Durchschlagspannung der Porzellanteile. Dadurch werden Durchschläge ganz vermieden und etwa auftretende sehr große Ueberspannungen werden über die Metallkappen ausgeglichen. Diese bieten den Vorteil, daß das elektrische Feld gleichmäßig über die Ränder verteilt ist, und geben dem ganzen Hängeisolator dadurch die Eigenart einer Sicherheitsfunkenstrecke, die bei einer gewissen, genügend hoch wählbaren Ueberspannung wirksam wird und Durchschläge und Zerstörungen des Porzellans verhindert. Man kann z. B. einen viergliedrigen Hängeisolator mit je 80000 V Durchschlagspannung für ein Schirmglied, also insgesamt 320000 V, derart mit Metallschirmen ausrüsten, daß die Ueberschlagspannung insgesamt 190000 V beträgt, die gefährliche Durchschlagspannung also gar nicht auftreten kann. Man kann die Isolatoren auch mit Metallschirmen versehen, die getrennt von den Porzellanschirmen sind und nicht dicht aufliegende Kappen bilden. Die Metallschirme und -kappen bieten gleichzeitig guten Schutz vor mechanischen Beschädigungen z. B. bei böswilligen Steinwürfen und beim Zusammenbau. Sie machen die Isolatoren allerdings auch etwas schwerer, was aber durch vermindertes Porzellangewicht zum Teil ausgeglichen werden kann. Die Schirme und Kappen werden aus verzinktem Eisen oder aus Zink hergestellt. Sie erhalten an den Rändern einen Wulst, damit die mechanische Festigkeit und die elektrische Feldverteilung verbessert und die Strahlungsverluste vermindert werden. Solche Hängeisolatoren mit Metallkappen sind bei der 110000 V-Fernleitung Lauchhammer-Gröba und bei der 50000 V-Leitung Oelsnitz-Marienberg verwendet worden. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 24. August 1912)

Anfänge einer Eisenindustrie in Transvaal. Nach einer Mitteilung von »Stahl und Eisen«[1]) hat die Firma Cartwright & Eaton, Ltd. in Dunswart in Transvaal ein neuzeitliches Stahlwerk mit einer 300er Trio-Walzenstraße, einem Dampfhammer, sowie einer gut ausgerüsteten Werkstatt, Gießerei usw. angelegt und auch bereits in Betrieb genommen. Täglich sollen 20 t Fertigerzeugnisse aus Eisen und Stahl gewonnen werden. Die Rohstoffe bestehen aus Schrott, der von Bergwerken und andern Stellen bezogen wird. Die ausgedehnten Erzlager in Transvaal und Natal hat man bisher nahezu gar nicht verwertet. Dagegen hat man mit der Ausnutzung der erheblichen Kohlenflöze bereits gute Fortschritte gemacht.

Gießen von reinem Kupfer in Sandformen. Die Anwendung von Bor bedeutet bei der Herstellung von Kupfergußstücken für Zwecke der Elektrotechnik einen außerordentlichen Fortschritt, weil dadurch die Leitfähigkeit von Kupferguß in einem bis jetzt nicht möglich gehaltenen Maße gesteigert wird. Als die Entdeckung und ihre Anwendung bekannt gegeben wurden, erregten sie zwar sehr große Aufmerksamkeit in Fachkreisen, aber man stand der Sache zunächst sehr mißtrauisch gegenüber; inzwischen hat sich gezeigt, daß nach dem Verfahren tatsächlich Gußstücke aus reinem Kupfer hergestellt werden können.

Reines Kupfer ohne Beimengungen läßt sich im Sande nicht gießen, weil fehlerhafte Stücke entstehen. Es ist unbedingt nötig, dafür zu sorgen, daß die Gase, die das Kupfer beim Schmelzen aufgenommen hat, entweichen können, sonst wird das Gußstück durch und durch blasig. Diese Schwierigkeit kann nur dadurch überwunden werden, daß man dem Kupfer ein Metall oder ein andres Element hinzufügt, das sich mit dem entstehenden Sauerstoff verbindet und ihn als Schlacke oder Oxyd ausscheidet. Mit Ausnahme von Bor hat man kein Element gefunden, das diesen Zweck erfüllt, ohne sich gleichzeitig mit dem Kupfer zu legieren, wenigstens wenn man die Menge hinzufügt, die zum vollständigen Entfernen des Sauerstoffes erforderlich ist. In allen Fällen hat die entstehende Legierung eine geringere elektrische Leitfähigkeit als das reine Kupfer. Diese Verminderung des Leitvermögens erfordert eine Vergrößerung des

[1]) vom 22. August 1912.

Portalfräswerk von Ernst Schieß A.-G., Düsseldorf.

Fig. 1. Vorderansicht.

Fig. 2. Rückansicht.

Querschnittes und somit auch des Gewichtes und der Kosten. Der Verbrauch an Kupferguß für elektrische Zwecke ist groß und wächst dauernd; es ist daher sehr erwünscht, sein Leitvermögen zu steigern, abgesehen davon, daß dadurch auch das Gewicht der Stücke kleiner wird.

Trotz der vielen Patente, die auf das Herstellen guten Kupfergusses genommen und erteilt sind, wird doch fast ausschließlich nach dem alten und bewährten Verfahren der Zugabe von Zink gearbeitet, dessen Menge von der Geschicklichkeit des Kupferschmelzers abhängt. Das Erzeugnis ist eine Legierung geringeren Leitvermögens, die sich gut gießt und für viele Zwecke, wo es auf großes Leitvermögen nicht ankommt, sehr brauchbar ist. Phosphor ist zu demselben Zwecke wie Zink verwendet worden, aber ohne daß dadurch das Leitvermögen der Legierung größer geworden wäre. Der erste wirkliche Schritt vorwärts wurde in dieser Hinsicht vor etwa 20 Jahren durch das Siliziumkupfer getan. Diese Legierung wird im elektrischen Ofen erzeugt, läßt aber hinsichtlich des Leitvermögens, das höchstens 50 bis 60 vH des reinen Kupfers beträgt, noch viel zu wünschen übrig. Auch das Magnesium hat sich als Mittel zum Binden des Sauerstoffes nur in geringem Maß einführen können, da seine Anwendung eine so große Sorgfalt und Geschicklichkeit erfordert, daß die Erfahrungen eines Durchschnittgießers zum Erhalten gesunder Abgüsse nicht ausreichen.

Bor wird dem geschmolzenen Kupfer in Form eines Pulvers zugegeben, das aus Borsuboxyd, Borsäureanhydrid und Magnesium besteht. Borsuboxyd dient zur Desoxydation des Kupfers, das Magnesium soll das Bor aus dem Borsäureanhydrid reduzieren, und eine gewisse Menge dieser beiden Stoffe bleibt als Rückstand, der gleichfalls desoxydierende Wirkungen ausübt, so daß man mit gewöhnlichen Formen tadellose Gußstücke erhält. Ueber den Verbleib der Borverbindungen sagt die Quelle nichts; es ist indessen anzunehmen, daß sie in die Schlacke gehen. Der Hauptgrund, der den Gebrauch von Borsuboxyd zurzeit noch einschränkt, ist sein hoher Preis. Die Anwendung dieses Stoffes erhöht die Kosten des Metallbades im Herd um 21 ₰/kg. Rechnet man noch Eingüsse, Steiger und verspritztes Metall hinzu, so stellt sich 1 kg fertiger Gußware um 42 ₰ teurer. Man suchte daher nach einem billigeren Stoff von gleichen Eigenschaften und scheint in dem Titan einen solchen gefunden zu haben. Dies Element ist in Eisen- und Stahlgießereien besser bekannt als in den Metallgießereien: Eine Beigabe von 1/4 vH dieses Stoffes soll ausgezeichnet festen Kupferguß, Titankupfer, ergeben mit einem Leitvermögen von 90 bis 96 vH vom Reinkupfer. (The Foundry, Juni 1912) L.

Schweres Stoßwerk von Ernst Schieß A.-G. Zum Bearbeiten schwerer Kurbeln, Ruder usw. hat Ernst Schieß A.-G. in Düsseldorf eine außergewöhnlich starke Stoßmaschine hergestellt. Der drehbare Tisch hat 3600 mm Dmr., die lichte Weite zwischen den Ständern beträgt 3300 mm, der Hub 2000 mm. Zum Antrieb dient ein 50 pferdiger umsteuerbarer Motor, der den Stößel durch ein Rädervorgelege und eine kräftige Schraubenspindel bewegt. Die Arbeitsgeschwindigkeit ist in den Grenzen zwischen 85 und 170, die Rückzuggeschwindigkeit zwischen 180 und 250 mm/sk veränderlich. Die Maschine wiegt rd. 80 t und nimmt Späne bis zu 100 qmm ab. Zum Verstellen des Tisches und des Schlittens am Querbalken dient ein besonderer Motor. (Stahl und Eisen 22. August 1912)

Druckrohrleitung aus Eisenbeton. Die Forest-Eisenbeton-Rohrleitung führt das Wasser aus einem der Kanäle des Boise-Flußgebietes nach dem Südwesten von Caldwell, Idaho, zur Bewässerung von Ländereien. Die 2620 m lange Rohrleitung steht unter 2 at innerem Ueberdruck und hat bei 76 mm Wanddicke 910 mm l. W. Die einzelnen Rohrteile sind 1,83 m lang und mit Eiseneinlagen von 4,77 mm Dmr. schraubenförmig bewehrt. Zur Verbindung der Rohre miteinander dienen Falze, und außerdem werden um die Stoßfuge 203 mm breite und 76 mm dicke Betonringe gegossen, die ebenfalls eine Bewehrung erhalten. Um Ausbesserungen an der Leitung vornehmen zu können, hat man in je 330 m Abstand Einsteigeschächte vorgesehen. Ferner sind zwei Drosselventile angebracht, damit in der Leitung keine Unterdrücke entstehen. (Engineering News 8. August 1912)

Die Talsperre der Roten Weißeritz bei Malter, die zum Schutze gegen oft wiederkehrende schädigende Hochwässer dienen soll, ebenso wie die Sperre der Wilden Weißeritz bei Klingenberg, ist von der zu diesem Zwecke mit Beihülfe des sächsischen Staates gegründeten Zwangsgenossenschaft in Angriff genommen worden. Der am Kamm des Erzgebirges entspringende Bach ist bis zur Sperrmauer 24 km lang, sein Zuflußgebiet ist bei 4,3 km Breite rd. 104 qkm groß. Das Gefälle beträgt von der Wasserscheide, die 788 m ü. M. liegt, bis zum Stauspiegel mit 333 m ü. M., 455 m. Die Wassermenge schwankt bei einer jährlichen Zuflußmenge von 45,3 Mill. cbm zwischen 0,04 bis 90 cbm/sk. Für gewerbliche Zwecke sollen dauernd 0,75 cbm/sk abgegeben werden. Die Sperrmauer, deren Krone 335 m ü. M. liegt, hat 36,4 m größte Mauerhöhe, 31,7 m Sohlenbreite, 5,5 bis 6,8 m Kronenbreite und 192 m Kronenlänge. Sie ist mäßig gegen Berg gekrümmt. Die überflutete Fläche des Staubeckens ist 84 ha groß, und der Stauinhalt beträgt 8,78 Mill. cbm. Die Sperrmauer hat in der Mitte einen Grundablaß und am linken Ende einen 48 m langen Hochwasser-Ueberfall. Bei großen Wasserzuflüssen wird außerdem der jetzt zu Bauzwecken angelegte Umlaufstollen benutzt werden, dessen Mündung in das Bachbett zu einem Sturzbecken ausgebaut wird. Zum Bau der Mauer wird Biotitgneis verwendet, der in unmittelbarer Nähe der Baustelle ausgebrochen und mit Kalkzement-Traßsand-Mörtel vermauert wird. Die Talsperre soll im Herbst 1913 betriebfertig sein. (Zeitschrift für die gesamte Wasserwirtschaft 20. August 1912)

Die Sillwerke der Stadt Innsbruck[1]) sollen nach einem Beschlusse des Gemeinderates insbesondere durch die Anlage eines Staubeckens von 57000 cbm Inhalt ausgebaut werden, womit die Leistungsfähigkeit auf 9000 KW erhöht wird. Das Becken wird neben dem bisherigen Wasserschloß angelegt und bildet einen gemeinsamen Speicher für die Sill- und die Ruetzwerke, mit deren je 8 km langen Zuleitungsstollen es verbunden ist. Infolgedessen kann auch die in den Ruetzwerken zeitweise nicht ausgenutzte Wassermenge den Sillwerken zugeführt werden. Das Stauwasser wird in den Stollen genügend erwärmt, so daß es nicht gefrieren kann. Es dient insbesondere zur Deckung der Spitzenbelastung im Netze der Sillwerke. Das Becken erhält 6313 qm Grundfläche und 9,1 m Wassertiefe. Damit in der Sill eine gleichmäßige Wasserführung für die von der Anzapfung durch die Wasserkraftwerke betroffenen Wasserbenutzer erhalten bleibt, wird unterhalb der Wasserfassung ein Sammelbecken hergestellt. Der Bau dieser Anlagen soll 1913 begonnen und 1914 vollendet werden. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 24. August 1912)

Die Wasserkraftausnutzung der Drau auf der untersten 30 km langen Flußstrecke von Pettau bis Friedau ist der Gesellschaft Poetovia in Pettau, Steiermark, auf 90 Jahre zugesichert worden. Die Gesellschaft beabsichtigt, zwei Werke nach folgendem Plane zu errichten. Das Wasser wird 2 km unterhalb der Pettauer Stadtbrücke durch ein Schützenwehr gefaßt, das zwei Grundablässe und 17 Ueberfallschützen von je 15,4 m l. W. sowie eine 9 m breite und 33 m lange Kammerschleuse enthält. Das Nutzwasser wird durch einen offenen Kanal, der 260 cbm/sk Wasser aufnehmen kann, zwei Gefällestufen zugeführt. Der Kanal ist bis zur ersten Stufe mit 15,5 m Nutzgefälle 10,6, zwischen der ersten und der zweiten Stufe von 8,5 m Gefälle 7,8 km lang und schneidet zwei große Krümmungen des Flusses ab. Die zweite Gefällestufe soll zweckmäßig erst bei steigendem Absatz der Werke ausgebaut werden. Das nutzbare Niedrigwasser des Flusses beträgt 160 cbm/sk, während 9 Monate stehen 220 und während 8 Monate 272 cbm/sk zur Verfügung. Die beiden Werke sollen je 7 mehrrädrige Francis-Turbinen von 6600 PS Leistung im oberen und 4160 PS im unteren Werk erhalten, die je 42 cbm/sk schlucken. Eine davon dient ständig als Aushülfe. Der Kanal bildet einen genügend großen Speicher, um eine Spitzenbelastung von etwa 10000 PS zu decken. Um dem erzeugten Strom Absatz zu schaffen, ist eine Fernleitung von 240 km Länge geplant, die eine Hochspannung von 110000 V führen soll. Die Gesamtkosten für den Ausbau der ersten Gefällestufe einschl. Landerwerb, Fernleitungen, Transformatorenwerke usw. betragen 17 Mill. ℳ. Dampfkraftanlagen, die zur Aushülfe dienen können, sind bereits vorhanden. (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 20. August 1912)

Wasserkräfte in Tirol. Für die zukünftige Versorgung österreichischer Bahnen mit elektrischem Strome sollen zwei bedeutende Wasserkraftvorkommen in Tirol ausgenutzt werden: der Faggenbach und die Gefällestufe der Etsch zwischen Heidersee und Schleis. Der Faggenbach entspringt aus dem Gepatschferner, ist 25 km lang und hat bis zur Mündung in den Inn oberhalb von Landeck mehr als 1000 m Gefälle. Zur

---

[1]) s. Z. 1906 S. 753 u. f.

Verwendung ist die Strecke unterhalb des Gsallbaches von Feuchten bis zur Mündung in den Inn geeignet. Das Gefälle beträgt hier etwa 400 m, womit man 18000 bis 22000 PS gewinnen kann. Die Anlage von Stauweihern ist für die Stetigkeit der Wassermenge jedoch Bedingung. Aus der Etsch müssen auf der erwähnten Strecke 1,7 bis 3 cbm/sk entnommen werden können, um ein Werk mit 20000 PS Leistung zu gründen. (Zeitung des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen 21. August 1912)

Der Ausbau der staatlichen Wasserkraftanlagen in Bayern ist nach den Beratungen des Abgeordnetenhauses und der Reichsräte abermals um zwei Jahre hinausgeschoben worden, trotzdem die technischen und wirtschaftlichen Verhältnisse längst klargestellt sind. Auch der erste Ausbau des von der Natur äußerst begünstigten Walchenseewerkes ist davon betroffen.

Allgemeine Landesausstellung in Daressalam. Das Kolonial-Wirtschaftliche Komitee wird die Ausstellung, die zur Einweihung der ostafrikanischen Zentralbahn im Jahre 1914 veranstaltet werden soll, in größerem Umfange beschicken. Die Ausstellungsgegenstände werden sich in folgende Gruppen gliedern: 1) Darstellung der Versorgung des Mutterlandes durch Rohstoffe und Verarbeitung der Rohstoffe; 2) Vorführung von technischen Einrichtungen der heimischen Industrie für den Wirtschaftsbetrieb, z. B. Erntebereitungs-Maschinen, Motorpflüge, Rohölmotoren, Modellen von Verkehrs- und Beförderungsmitteln; 3) Ergebnisse der technischen und wirtschaftlichen Erkundungen an der Hand von Karten, Plänen usw.

Berichtigungen.

Z. 1912 S. 1056 r. Sp. Z. 43 v. o. lies: »reduzieren« statt »erhöhen«.

Desgl. S. 1057 r. Sp. Z. 33 v. o. lies: 13,3 statt 14,3.

Fragekasten.

In einer Dreifach-Expansionsdampfmaschine, die mit 15 at Ueberdruck arbeitet, haben sich an den Zylinderwänden und Deckeln gerade gegenüber den oberen Frischdampfeinlässen Anfressungen gezeigt, s. die Figuren, die im umgekehrten Verhältnis zum Ueberdruck zunehmen, d. h. sie sind im Hochdruckzylinder gering, im Mitteldruckzylinder tiefer und im Niederdruckzylinder am tiefsten, etwa 12 mm. Die Zylinder-

Anfressungen in Dampfmaschinenzylindern.

wände gegenüber den unteren Frischdampfeinlässen weisen keine Anfressungen auf. Im Mitteldruckaufnehmer herrscht 4,6 und im Niederdruckaufnehmer 0,8 at Ueberdruck. Das Zylinderöl ist untersucht worden und zeigte keine nennenswerten Abweichungen von der Beschaffenheit sonstiger Zylinderöle. Die Anfressungen sind nicht nur an einer einzelnen sondern an mehreren Maschinen aufgetreten, die je 3, 4 und 5 Jahre im Betriebe waren.

Worauf sind diese Erscheinungen zurückzuführen?

Patentbericht.

Kl. 1. Nr. 241304. Hydraulische Setzmaschine. G. Rödiger, Braunschweig. Bei *a* eingeführtes Wasser saugt Waschwasser durch den Strahlapparat *b* aus dem mit dem Waschraum verbundenen Behälter *c* an und führt es durch den Wasserstöße erzeugenden Rundschieber *d*, den es mit Flügeln *e* dreht, von unten gegen die Siebe *f*. Die Oeffnungen *g* im Schieber *d* sind so gegeneinander versetzt, daß der offene Durchflußquerschnitt des Verteilerrohres stets gleichbleibt.

Kl. 7. Nr. 242460. Strangpresse. L. G. Decrain, Paris. Um das Herausnehmen des fertigen Werkstückes ohne vorheriges Abschneiden von dem bei jedem Arbeitsgange in der Presse verbleibenden Rückstand zu ermöglichen, ist die Matrize aus zwei auf den Schiebern *a*, *b* sitzenden Teilen *c*, *d* gebildet, die mittels Schubkurvenstücke *e*, *f* derart in Abhängigkeit vom Preßzylinder *g* bewegt werden, daß sie sich bei dessen Rückgange trennen, beim Vorschub aufeinanderlegen.

Kl. 35. Nr. 238283. Lasthebemagnet. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg. Der Magnetkörper *a*, der die Spule *b* enthält, hat zur Aufnahme von Gegenständen mit unebener Oberfläche Polstücke (Finger) c_1, c_2, c_3, die sich im stromlosen Zustande des Magneten der Lastoberfläche anpassen können. Ist dies erfolgt, so werden die Finger *c* durch Klemmbacken *d*, *d*, die durch Schlitz und Stift *f* geführt werden, festgehalten. Die Klemmbacken *d* werden, sobald der Strom geschlossen wird, durch den Elektromagneten *g* mittels der Zugstange *h* und der mit *h* gelenkig verbundenen Stäbe *i* angezogen.

Kl. 7. Nr. 241334. Mehrfach gestuftes Wellblech. Duisburger Maschinenbau-A.-Ges. vorm. Bechem & Keetman, Duisburg. Das zu wellende Blech *a* wird mittels eines mittleren Patrizenteiles *b* bis über die verlangte Wellentiefe in die Matrize *c* hineingezogen. Dann geht *b* auf die verlangte Wellentiefe zurück, und seitliche Patrizenteile *d* und *e* pressen die übrigen Stufen der Welle in das Blech ein.

Kl. 35. Nr. 238284. Selbstgreifer. J. Pohlig, A.-G., Köln-Zollstock, und W. Ellingen, Köln. Die Schalen *a* und *b* werden gegen Auslaufen des Gutes durch Zusammenwirken der Greiferkanten *c* und *d* mit im Innern des Greifers angeordneten, schräg nach außen und abwärts gerichteten Blechen *f*, *g* auch dann abgeschlossen, wenn die arbeitenden Kanten der Greiferschalen bei geschlossenem Zustande des Greifers nicht miteinander in Berührung kommen.

Kl. 46. Nr. 238794. Steuerung für Zweitaktmaschinen. G. Fornaca, Turin. Die Verbrennungskraftmaschine arbeitet mit mehreren Zylinderpaaren, deren Kolben um je 180° gegeneinander versetzt sind. Die Stufenkolben *a*, *b* arbeiten im unteren Teil *g* des Zylinders *h* mit ihrem Ringflansch *b* als Luftpumpen, die für jedes Zylinderpaar *h*, *h* durch einen gemeinsamen Kolbenschieber gesteuert werden, der aus zwei ineinander arbeitenden Teilen *d*, *f* besteht. Im Kurbelkreisdiagramm ist *v-x* die Saugperiode, *x-y* der Verdichtungshub, *y-z* der Auspuff der Luftpumpe *b*, *g*, während *z-v* die Ausdehnung der im schädlichen Raum noch vorhandenen verdichteten Luft andeutet. Durch Verdrehen der Steuerwelle *e*, auf der die Kurbeln *i* für den Hauptschieber *d* und *k* für den Kolbenschieber *f* sitzen, kann die Maschine umgesteuert werden.

Kl. 49. Nr. 240018. Einwerfen der Druckstelze bei Stanzen u. dergl. Berlin-Erfurter Maschinenfabrik Henry Pels & Co., Ilversgehofen-Erfurt. Die Daumenscheibe *a* auf der Welle des Exzenters *b* drückt die Stange *c* nach unten, solange sich das untere Ende der Stelze *d* zwischen *e* und *f* befindet. Der Anschlag *g* liegt dabei im Wege des Stiftes *h* und verhindert durch diesen, daß der Einwurfhebel *i* über die dargestellte Lage nach links in die Einrückstellung gebracht werden kann. Erst wenn *a* die Stange *c* freigegeben hat, findet das Einrücken statt. Das Auswerfen kann unabhängig von der Lage der Stange *c* geschehen, da hierbei der unter Federwirkung stehende Stift *h* zurückweicht, wenn die Stange *c* in seiner Bahn liegt.

Kl. 59. Nr. 239384. Dampfstrahlpumpe. F. Nitz, Stendal. Von der Speiseleitung *a* führt eine Rücklaufleitung *b* zum Dampfraum *c*. Je mehr der Hahn *d* in der Leitung *b* geöffnet wird, um so geringer wird die Leistung der Pumpe. Durch ein Zahnradgetriebe sind die Küken des Hahnes *d* und des Wasserhahnes *e* so miteinander verbunden, daß Saug- und Fördermenge stets in Uebereinstimmung bleiben.

Kl. 63. Nr. 247474. Schmieren der Blattfedern. W. G. Nelson, Maryhill bei Glasgow. Der mittlere Verbindungsbolzen *l*, durch den die Federblätter *a*, *b*, *c* zusammengehalten werden, ist als Schmiermittelbehälter und -verteiler ausgebildet. Quer durch *l* gehen in Abständen, die denen der Blattfedern entsprechen, Löcher *o*, durch die das Schmiermittel zwischen die Blattfedern eingeführt wird.

Kl. 63. Nr. 248278. Zugmaschine. Benj. Holt, Stockton (Calif., V. St. A.). Das Gleisband *a* wird von der Kraftquelle *b* aus durch Kupplung, Welle, Umschalter, Rad *c*, Kettenübertragung und Rad *d* angetrieben und durch Rad *e* geführt. Ein Teil des Fahrzeuggewichtes wird mittels der Federn *f* von dem Hauptrahmen *g* auf das Gehäuse *h* und von diesem mittels der in ihm gelagerten Walzen *i* auf das Gleisband *a* übertragen. Das Walzengehäuse bildet einen selbständigen Teil, der gegenüber dem Hauptrahmen senkrecht verschiebbar ist. Um die Maschine vor Kippen zu schützen, sind im Hauptrahmen an verstellbaren Achsen *k* Sicherheitstragräder *l* angebracht.

Kl. 81. Nr. 247300. Saugluftförderer. Amme, Giesecke & Konegen A.-G., Braunschweig. Aus der Saugkammer *a* wird das Schüttgut in das Innere der als Hohltrommel ausgebildeten und durch Zwischenwände in zwei oder mehrere Teile geteilten unteren Gurtscheibe durch zwei an den Stirnseiten der Trommel *e* mündende Rohre *d* derart geleitet, daß eine Abteilung unter Abschluß gegen die Außenluft mit Schüttgut gefüllt wird, während eine andre sich entleert. Die Zellen der Trommel *e* haben gegen die Halbmesser geneigte Trennungswände *i* und sind von den Stirnwänden nach der Mitte hin trichterförmig vertieft.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandsrates am 8. und 9. Juni 1912 in Stuttgart.

(Schluß von S. 1436)

Zweite Sitzung

am Sonntag den 9. Juni 1912.

Vorsitzender: Hr. v. Miller.

(Beginn vormittags 11 Uhr.)

19) Antrag des Pommerschen Bezirksvereines betr. Veröffentlichung von Ausstellungsberichten in der Zeitschrift.

Hr. D. Meyer als Berichterstatter: Der Antrag des Pommerschen Bezirksvereines mit dem ausführlichen Schriftwechsel, der sowohl die Stellung der Bezirksvereine, wie die Stellung des Vorstandes kennzeichnet, ist in Ihren Händen. Die letztere geht im wesentlichen dahin, daß sich der Vorstand von dem Vorschlage keinen großen Erfolg versprechen kann, weil es lediglich eine zusätzliche Arbeit ist, wenn aus der Zeitschrift ohne Verringerung des Umfanges ein Teil des Materials herausgenommen wird, der in besondern Heften erscheint, und weil damit dem Verein zugleich eine neue, nicht unerhebliche Ausgabe erwächst, ein Punkt, der in heutigen Zeitläufen zu einigen Bedenken Anlaß gibt.

Die Bezirksvereine schließen sich der größeren Zahl nach der Auffassung des Vorstandes an. Einige geben besondere Aeußerungen noch dahin ab, daß vielleicht die Ausstellungsberichte einzuschränken seien, ferner über die Art der Verteilung auf die einzelnen Hefte der Zeitschrift, die Kürze und dergleichen. Vom Dresdener Bezirksverein ist eine Druckschrift des Hrn. Kollmann eingereicht worden, die recht beherzigenswerte Gedanken enthält, im wesentlichen aber auch darauf hinauskommt, daß die Ausstellungsberichte eingeschränkt werden sollen.

Wenn ich mich zu dieser Einschränkung äußern darf, so würde es ja recht erwünscht sein, in dieser Versammlung auch einmal zu hören, wie es um das Interesse bestellt ist, das die ausführlichen Ausstellungsberichte finden. Man muß bedenken, das in einem Teil dieser Ausstellungsberichte doch ein außerordentlich umfangreiches Konstruktionsmaterial steckt, daß über die augenblickliche Kenntnisnahme hinaus dauernden Wert für den schaffenden, den konstruierenden Ingenieur hat.

Nun sind ja die Ausstellungsberichte verschiedenen Charakters. Ausstellungsberichte zum Beispiel über Kraftmaschinen, über Werkzeugmaschinen, über Hebezeuge werden meiner Auffassung nach ein großes und allgemeines Publikum finden, und es wäre sehr bedauerlich, wenn diese Ausstellungsberichte aus der Zeitschrift verschwinden oder nur in ihrem Umfange eingeschränkt werden sollten. Anders ist es vielleicht mit Ausstellungsberichten, für die im wesentlichen doch eine ausgedehnte Fachpresse sorgen wird. Ich denke da etwa an Berichte über Elektrotechnik, die für die interessierten Kreise an mancher andern Stelle schon erscheinen. Da würde dem Gedanken Raum zu geben sein, derartige Berichte in Zukunft wesentlich knapper zu fassen und an die Stelle solcher Einzelberichte vielleicht einen zusammenfassenden Uebersichtsbericht treten zu lassen, wie es auch in einzelnen Fällen früher schon geschehen ist. Ich erinnere zum Beispiel an die Ausstellung in St. Louis 1905, über die ein solcher zusammenfassender Bericht[1]) erschienen ist.

Es ist dann die Qualität der Ausstellungsberichte bemängelt worden, und da möchte ich um eine gewisse Nachsicht bitten. Die Redaktion ist natürlich bestrebt, nur solche

[1]) s. Z. 1904 S. 1281 u. f.

Herren für die Berichte heranzuziehen, von denen sie von vornherein überzeugt ist, daß sie die Arbeit gut und sachgemäß leisten werden, und ich glaube nicht zu viel zu sagen, wenn ich behaupte, daß eine Reihe älterer Berichterstatter, mit denen wir jahrelang arbeiten, diese Aufgabe auch voll und ganz erfüllt hat. Mißgriffe werden trotzdem immer wieder vorkommen können, wenn man mit Herren anknüpft, die noch nicht mit der Zeitschrift gearbeitet haben. Es ist nach verschiedenen Seiten hin eine außerordentlich schwierige Aufgabe, derartige Berichte zu verfassen. Sie erfordert eine große und umfassende Sachkenntnis, Gewandheit im Verkehr mit den Ausstellern, schließlich auch noch große Geschicklichkeit in der Anordnung und im Zuschnitt des Stoffes.

Ich schlage daher vor, dem Antrage des Vorstandes zu folgen, daß die Ausstellungsberichte auf gewissen Gebieten von Fall zu Fall eingeschränkt werden und an ihre Stelle nach Möglichkeit ein Uebersichtsbericht gesetzt wird, den möglichst bald erscheinen zu lassen die Redaktion bemüht sein wird.

Hr. Wendt: Der Grund, weshalb sich die Bezirksvereine in der Hauptsache dem Antrage des Vorstandes angeschlossen haben, ist wohl sicherlich in dem Schlußsatz der Begründung des Vorstandes zu suchen, in dem es heißt, daß der Haushaltplan des kommenden Jahres zur Zurückhaltung mahne und nahelege, einer Reihe bewilligungsfreudiger Jahre zunächst einmal eine Periode folgen zu lassen, die auf die Aufspeicherung neuer Reserven Wert legt. Wenn Sie aber aufmerksam das lesen, was mehrere Bezirksvereine geschrieben haben, so erkennen Sie deutlich, daß unsere Anregung doch auf recht fruchtbaren Boden gefallen ist, daß im großen und ganzen innerhalb der Mitglieder unseres Vereines doch der Wunsch besteht, die Ausstellungsberichte jedenfalls nicht mehr in der Form in der Zeitschrift erscheinen zu lassen, wie es bisher geschehen ist.

Als Hauptgrund dafür, daß in Zukunft die Ausstellungsberichte auch in der Zeitschrift erscheinen sollen, wird immer angeführt, daß die Zeitschrift nicht mehr aktuell sein würde, wenn die Ausstellungsberichte aus ihr verschwinden würden. Diese Begründung ist nicht stichhaltig, denn wenn zum Beispiel ein Vorbericht erscheint, wie wir das ja auch gewünscht haben, und wie das von Hrn. Kollmann weiter ausgeführt ist, so sind die Vereinsmitglieder über die Ausstellung und über das, was zu erwarten ist, unterrichtet und jeder, der sich mehr mit dem Stoff vertraut zu machen und über die Ausstellung zu hören wünscht, kann sich dann die in unsern Sonderheften erscheinenden Ausstellungsberichte kommen lassen. Damit würden auch die Kosten, die vom Vorstand auf 46000 ℳ pro Jahr veranschlagt werden, sicherlich ganz wesentlich herabgehen. Ich glaube, nicht fehl zu greifen, wenn ich sage, daß die Kosten auf 10000 bis 12000 ℳ herabgehen würden.

Ich weiß, welche große Mißstimmung gerade in unserm Bezirksverein über diese ewigen Ausstellungsberichte geherrscht hat, die sich seitenlang hinzogen, immer über denselben Gegenstand sprachen, ohne einen Leserkreis zu finden. Ich bin fest überzeugt, daß diese Mißstimmung in vielen Bezirksvereinen geteilt worden ist. Aus dieser Mißstimmung heraus ist unser Antrag geboren worden.

Ich stehe heute auf dem Standpunkt, daß eine Bewilligung von 46000 ℳ für diesen Gegenstand nicht am Platze ist, weil unser Haushaltsplan nur einen Ueberschuß von 10000 ℳ aufweist und diese 10000 ℳ schon durch die Bewilligung für die I. T. W. aufgebraucht worden sind. Es steht also leider für uns selbst nichts mehr zur Verfügung. Wir haben das vorhin einem andern literarischen Unternehmen zugewendet, was besser vielleicht uns selbst zufließen würde.

Wenn ich nun nicht glaube, im Augenblick für diesen Gegenstand eine große Summe bewilligen zu dürfen, angesichts der Finanzlage des Vereines, so hoffe ich aber doch, weiter unsern Gedanken dadurch fruchtbar zu machen, daß wir nicht über den Antrag des Pommerschen Bezirksvereines als solchen sprechen, wie er augenblicklich vorliegt, sondern einige Gesichtspunkte herausheben, unter Beachtung dessen, was auch Hr. Kollmann in seinem Schreiben erwähnt hat. Ich würde vorschlagen, folgende Leitsätze hier niederzulegen, die für die weitere Ausbildung unserer Zeitschrift in dem angedeuteten Sinne von Wert sein können:

1) Eine weitere Beschränkung theoretisch-wissenschaftlicher Arbeiten ist zu verwerfen, damit der Charakter der Zeitschrift nicht leidet.
2) Aufklärende Vorberichte über Ausstellungen sind rechtzeitig in der Vereinszeitschrift zu veröffentlichen.
3) Eine frühzeitige Abgabe eines unparteiischen und auf freimütiger Kritik beruhenden Ausstellungsberichtes an die maßgebende Tagespresse hat zu erfolgen.
4) Auf rechtzeitiges Erscheinen der Ausstellungsberichte ist mit allen Mitteln hinzuarbeiten, da verspätet erscheinende Berichte zum großen Teile wertlos sind und besser ganz unterbleiben.
5) Das Wesen der Ausstellung und die erreichten tatsächlichen Fortschritte sind in den Berichten klar zum Ausdruck zu bringen.
6) Eine Häufung von Ausstellungsberichten in der Vereinszeitschrift ist zu vermeiden. In jedem Fall ist zu prüfen, ob das Erscheinen der Berichte in Sonderheften nicht ratsamer erscheint.

Hr. Henkel: Der Hessische Bezirksverein hat sich wiederholt mit dem Vorschlage des Pommerschen Bezirksvereines bezüglich der Ausstellungsberichte beschäftigt. Die Mehrzahl unserer Mitglieder erkennt dankbar die Vorschläge des Pommerschen Bezirksvereines an und ist auch der Ansicht, daß die gerügten Mängel zutreffen. Aber zu einer Beschlußfassung sind wir nicht gekommen, weil auch die Gegengründe des Vorstandes voll gewürdigt wurden, und weil wir ebenfalls der Ansicht sind, daß nicht weitere Opfer für Sonderausgaben gebracht werden sollten. Wohl aber könnte man sich allgemein mit einer Einschränkung der Ausstellungsberichte nach den Vorschlägen des Hrn. Kollmann einverstanden erklären, und also auch im wesentlichen mit den geänderten Anträgen, wie sie hier jetzt der Berichterstatter des Pommerschen Bezirksvereines empfiehlt.

Was die angeführten Mängel betrifft, so kann man sich, wenn man die Ausstellungsberichte aufmerksam durchliest, vielfach des Eindrucks nicht erwehren, daß es den verschiedenen Sonderberichterstattern nicht immer geglückt ist, diejenige Objektivität inne zu halten, die sie zweifellos bestrebt gewesen sind zu bewahren. Das ist auch menschlich durchaus verständlich. Man hat Herren gewählt, die im öffentlichen Leben stehen, das Sondergebiet beherrschen, aber meist infolge ihrer Berufstätigkeit eine bestimmte Richtung vertreten. Daß diese Richtung in ihren Berichten auch zum Ausdruck kommt, ist durchaus verständlich. Ich meine, auch aus diesem Grunde wäre es wünschenswert, wenn die Berichte mehr in dem Sinne abgefaßt würden, wie es Hr. Kollmann vorgeschlagen hat, also nicht zu sehr auf das einzelne eingehend, sondern mehr in großen Zügen unterrichtend, wenn vor allen Dingen also eine Uebersicht im voraus erschiene, und dann eine genaue Darstellung über das, was die Ausstellung an Neuem und besonders Erwähnenswertem bringt.

Besonders ist aber auch darauf hingewiesen worden, daß eine Entlastung der Zeitschrift wünschenswert ist. Das wird vom Vorstand nicht anerkannt. Aber ich kann nicht verhehlen, daß diese Ansicht in weiten Kreisen herrscht, weil man vielfach die Erfahrung gemacht hat, daß Berichte, die die Redaktion zur Veröffentlichung angenommen hat und auch annehmen mußte, zum Beispiel wenn es sich um Berichtigungen handelte, oft monatelang später erschienen.

Hr. Schlesinger: Ich möchte vom Standpunkt eines ehemaligen Berichterstatters sagen, daß der Berichterstatter, der auf Ausstellungen zunächst zur Abfassung des Vorberichtes kommt, in der Regel eine ganz unfertige Ausstellung vorfindet, sodaß der endgültige Bericht schließlich ganz anders ausfällt als der geplante.

Nun sucht man doch in den Berichten zweierlei: erstens die allgemeine Übersicht, die Hr. Kollmann und auch Hr. Wendt verlangen, dann den Fachbericht, von dem der Fachmann erst den Nutzen zieht. Von dem Fachbericht hätte ich den Wunsch, daß er aus der Zeitschrift nicht ohne weiteres entfernt wird, aber daß er bedeutend abgekürzt wird.

Vom Standpunkt der Redaktion ist es zweifellos sehr schwierig, den Sonderberichterstattern Vorschriften zu machen, und doch müßte es geschehen. Wenn Sie die Berichte verfolgen, dann werden Sie finden, daß eine ganze Reihe Berichterstatter mit der Schere gearbeitet haben. Es wird in der Regel vorkommen, daß viele Firmen auch ältere Maschinen ausstellen, dann den Bericht mit der Schreibmaschine noch einmal abschreiben, das Bild dazu kleben lassen, es dem Berichterstatter aushändigen, und der kann dann leider nicht immer beurteilen, ob es sich um Neuerungen handelt oder nicht. Hier ist der Hebel anzusetzen. Wenn der Fachbericht immer tadellos gewesen wäre, hätte sich noch keiner beschwert, auch der Pommersche B.-V. nicht. Es wird also wahrscheinlich darauf ankommen, die Berichterstatter dazu zu bringen, daß sie mit scharfer Kritik gegen die Unterlagen, aber auch mit Selbstkritik, in ihren Berichten verfahren und daß ihnen vielleicht ein beschränkter Raum aufgegeben wird. Das mag schwierig sein, aber ich kann mir doch denken, daß die Redaktion so vorgehen kann.

Endlich besteht noch ein schwieriger Punkt. Wenn man wirklich kritisch als Berichterstatter vorgeht, dann entsteht seitens der Kritisierten großer Lärm; ich muß das ehrlich aussprechen, denn mir ist es selbst so gegangen. Es ist gerade so wie bei der Preisverteilung, jeder will ein Lob haben. Nun kann man den andern Weg beschreiten, daß man den Bericht über die betreffende Firma überhaupt nicht bringt. Dann ist sie aber erst recht gekränkt und schickt kein Material mehr.

Wenn Sie nun eine Entschließung fassen wollen, so wäre es die, daß die Redaktion gewissermaßen mit der Rückendeckung durch den Vorstandsrat beauftragt wird, die Ausstellungsberichte — so viele werden in den nächsten Jahren ja nicht kommen, und so rasend entwickelt sich doch der Maschinenbau nicht mehr, daß man jedes Jahr einen langen Bericht bringen müßte — in kürzerem Rahmen zu fassen und nur das Wichtigste zu geben. Aber der Berichterstatter soll dann auch, wie es Hr. Kollmann anregt, die ganze Industrie wirklich kennen, über die er schreibt. Es gibt nämlich auch rein journalistische Berichte, die für uns erst recht nicht erwünscht sind; denn das Material, das ausgestellt wird, ist doch immerhin so wertvoll, daß es, besonders auch von uns auf der Hochschule, gar nicht mehr entbehrt werden kann.

Die zu dem Antrage des Pommerschen Bezirksvereines eingegangenen Anregungen werden dem Vorstande als Material überwiesen.

20) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung eines jährlichen Zuschusses von 10000 *M* auf die Dauer von 3 Jahren für eine Deutsche Versuchsanstalt für Luftschiffahrt und Flugtechnik.

Hr. **Taaks** als Berichterstatter beantragt namens des Vorstandes, der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt durch Vermittlung der Nationalflugspende einen jährlichen Zuschuß von 10000 *M* auf die Dauer von 3 Jahren zu überweisen.

Hr. **Henkel**: Der Hessische Bezirksverein wird seine Stellung davon abhängig machen, ob dem Ingenieurverein eine entsprechende, d. h. zu dem großen Zuschuß im Verhältnis stehende Mitwirkung an der Organisation dieser Versuchsanstalt unbedingt gewährt wird.

Hr. **D. Meyer**: Ich habe an der Gründungsversammlung der Versuchsanstalt in Vertretung des Vereines teilgenommen und habe bei dieser Gelegenheit gefunden, daß vom Reichsamt des Innern der Beteiligung des Vereines deutscher Ingenieure eine ganz besondere Wichtigkeit beigelegt wird, weniger wegen der finanziellen Mitwirkung, als wegen des wissenschaftlichen Ansehens des Vereines. Diese Beteiligung wird dadurch zum Ausdruck gebracht, daß der Verein einen Vertreter in den Verwaltungsausschuß entsendet; es ist das ein kleiner Ausschuß, der dem Vorstand der Versuchsanstalt zur Seite steht.

Der Antrag des Vorstandes wird in der von Hrn. Taaks vorgetragenen Fassung genehmigt.

22) Haushaltplan für das Jahr 1913.

Vor Eintritt in die Beratung dieses Punktes verliest der Vorsitzende folgendes Schreiben:

An den Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure.

In der Zeitschrift ward kürzlich das Bedauern ausgesprochen, daß dem Vereine für Forschungszwecke nicht die Mittel in solchem Maße zur Verfügung ständen, wie wohl erwünscht wäre. Ich bin grundsätzlicher Anhänger der Forschung, habe selbst nach Kräften auf dem Felde gearbeitet, bin aber durch mancherlei Umstände gehindert, die Tätigkeit persönlich weiter auszuüben. Darum würde es mir ein Vergnügen sein, die Bestrebungen des Vereines auf diesem Gebiete durch Mittel zu unterstützen, und wenn Ihnen ein Beitrag von mir zu genanntem Zwecke genehm ist, so bitte ich um freundliche Mitteilung. Ich werde dann die Dresdener Bank in Hannover beauftragen, Ihnen fünfzehntausend Mark zu überweisen.

Mit vorzüglicher Hochachtung

Ernst Körting.

Die Stiftung wird mit großem Beifall angenommen.

An Hrn. Dr.-Ing. Ernst Körting wird folgendes Telegramm abgesandt:

»Hocherfreut über Ihr freundliches Interesse für die Forschungsarbeiten des Vereines deutscher Ingenieure nehmen wir die gütige Stiftung mit bestem Dank an.«

Hr. **Linde** berichtet über die durch die vorhergehenden Beschlüsse bedingten Aenderungen des Haushaltungsplanes.

Nachdem die Vorlage: Fürsorgebestimmungen für die Beamten des V. d. I. vertagt, ist, schlägt der Vorstand vor, für die Beamtenfürsorge wie bisher 5000 *M* einzusetzen, außerdem aber den Betrag, der für die pensionsberechtigten Beamten an die Reichsversicherungsanstalt zu zahlen ist, in Höhe von 6400 *M* einzustellen.

Ferner schlägt der Vorstand vor, auch für die noch nicht pensionsberechtigten Beamten die Beiträge zur Reichsversicherungsanstalt voll zu bezahlen. Der Betrag ist bereits im Posten »Geschäfts- und Kassenführung, Beitragerhebung, Angestelltenversicherung« vorgesehen.

Hr. **Klein** bittet um Aufklärung, warum für den Neubau kein Posten in den Haushaltplan eingesetzt ist.

Er wünscht ferner, daß die Aufforderung zur Bestellung des Mitgliederverzeichnisses in der Zeitschrift an möglichst augenfälliger Stelle bekannt gegeben wird. Es müßte auch möglich sein, daß man das Mitgliederverzeichnis auf mehrere Jahre im voraus bestellen kann.

Hr. **Claaßen** hält es für bedenklich, zum Haushaltplan den Beschluß zu fassen, daß die vollen Beiträge der Beamten zur Reichsversicherungsanstalt grundsätzlich vom Verein getragen werden sollen. Dieser Beschluß müsse unabhängig vom Haushaltplan gefaßt werden und sei besser bis zur endgültigen Beschlußfassung über die Fürsorgebestimmungen zu vertagen.

Hr. **D. Meyer**: Ich möchte mich zu der Frage äußern, warum in den Haushaltplan keine Summe für den Neubau eingesetzt worden ist.

In den Haushaltplan gehört ein solcher Ansatz ebensowenig wie in die Betriebsrechnung; einen Nachweis über die Ausgaben für den Neubau kann nur die Vermögensrechnung geben. Dem Bauausschuß ist aus dem Vereinsvermögen eine Summe von 900000 *M* zur Verfügung gestellt worden, die nun nach Bedarf ausgegeben wird. In der Vermögensrechnung vom 31. Dezember 1911 steht unter Aktiva: Aufwendungen für den Neubau 12099,80 *M* Um diesen Betrag hat sich der Aktivposten: Grundstück Charlottenstraße 43 und Grundstücke Dorotheenstraße, durch die für den Bau ausgeführten Arbeiten vermehrt. Eine entsprechende Verminderung findet sich auf dem Konto »Wertpapiere«. Diese Posten gleichen sich also in der Vermögensrechnung aus, wie das nicht anders sein kann. In dieser Weise wird sich eine Umstellung der Werte vollziehen bis zur endgültigen Abrechnung, wenn der Bau fertig ist. Man wird also in dieser Form in der Vermögensrechnung stets den Ausgabeposten des betreffenden Jahres finden.

Ich kann dann gleich wegen des Mitgliederverzeichnisses Auskunft geben: Ganz so versteckt war die Sache doch wohl nicht gemacht; denn wir haben im vorigen Jahre 6000 Mitgliederverzeichnisse abgegeben, und das ist kein unbeträchtlicher Prozentsatz der Mitglieder. Ich hatte weniger veranschlagt. Vermutlich haben im wesentlichen doch wohl alle, die ein Interesse daran hatten, die Ankündigungen gefunden und das Mitgliederverzeichnis bestellt. Unbeschadet dessen kann ich aber ohne weiteres zusagen, daß wir auch nach andern wirksamen Mitteln suchen werden, um die Kunde von der Herausgabe des Mitgliederverzeichnisses noch mehr in die Kreise der Mitglieder hineinzutragen. Der Weg, durch einen roten Zettel auf dem Umschlag darauf hinzuweisen — das ist das Durchschlagendste —, ist allgemein nicht mehr gängig, da dieser rote Zettel die Anzeige der Vorzugseite verdeckt. Wir können aber die Gelegenheit, wo wir eine eigene Anzeige auf der Umschlagseite erlassen, immer noch zur Beigabe eines roten Zettels benutzen. Das wird dann schon helfen.

Hr. Hohenemser: Wir können den Etat nur dadurch bilanzieren, daß wir die ursprünglich eingesetzte Rücklage für die Beamtenfürsorge in Höhe von 40000 *M* wieder absetzen und dafür den vom Vorstande vorgeschlagenen Betrag von 11400 *M* einstellen. Es ist das ein Punkt, den ich bitte, ernstlich in Erwägung zu ziehen.

Gleichzeitig möchte ich die Anfrage stellen, wie die Verhältnisse des rechnungsmäßigen Ueberschusses zu den tatsächlichen Ueberschüssen in dem letzten Jahre waren. Das gäbe immerhin ein klareres Bild, als wir es jetzt haben.

Ich habe aus dem Vermögensbericht auch entnommen, daß, wenn tatsächlich für den Bau 900000 *M* notwendig sind, ein weiterer Betrieb des Vereines nur möglich ist, wenn Hypotheken aufgenommen werden; denn sonst würden die Mittel des Vereines überhaupt nicht langen. Aus der Vermögensrechnung ist zu ersehen, daß an effektiven Werten rd. 900000 *M* vorhanden sind. Zwei Beträge von 146000 und 123000 *M* sind davon als Betriebskapital notwenig. Im übrigen sind es kapp 900000 *M*: denn die andern großen Zahlen sind weiter nichts als die Werte der Grundstücke. Es müßte also entweder der Verkauf des Grundstückes in der Charlottenstraße stattfinden, oder eine Hypothek aufgenommen werden, sonst würden die Mittel nicht langen, und ich möchte bitten, daß darauf vielleicht von vornherein Rücksicht genommen wird.

Die zweite Frage ist die, ob es ohne weiteres zulässig ist, daß wir die 40000 *M* Rücklage für die Beamtenfürsorge dieses Jahr wieder streichen. Im vorigen Jahre und in diesem Jahre auch hat Hr. Claaßen schon beantragt, 150000 *M* dafür einzusetzen. Das ist auf allgemeinen Wunsch zurückgestellt worden. Jetzt aber gerade an diesem Punkt Beträge, die jährlich zu zahlen sind, schon wieder aus dem Etat herauszunehmen, halte ich für recht bedenklich.

Ich möchte bitten, daß dieser Punkt erörtert wird, damit Besorgnisse zerstreut werden.

Hr. D. Meyer: Der Haushaltplan ist natürlich mit einer gewissen Vorsicht aufgestellt. Es wird nicht damit gerechnet, daß sich noch unbekannte Mehreinnahmen und Mehrausgaben im Haushaltplan etwa kompensieren, sondern es wird angestrebt, daß in jedem einzelnen Posten eine Ueberschreitung möglichst vermieden wird. Das führt natürlich zu der Wahrscheinlichkeit, daß insgesamt ein erheblich höherer Ueberschuß da sein wird, als er im Haushaltplan erscheint. Dies wird durch die Ergebnisse der letzten Jahre bestätigt, wo statt der verhältnismäßig geringen Ueberschüsse des Haushaltplanes in Wirklichkeit Vermögenszunahmen von 130000, 160000, 178000 *M* ausgewiesen wurden. Es liegt kein Anhalt dafür vor, daß in kürzerer Zeit wesentliche Verschlechterungen eintreten werden.

Das Vermögen des Vereines reicht nun dazu aus, daß wir aller Voraussicht nach unsern Bau ohne Aufnahme einer Hypothek werden zu Ende führen können. Sie finden in der Vermögensrechnung: Guthaben bei der Deutschen Bank 30000 *M*, Wertpapiere 835000 *M*. Der Bau wird in etwa 1¾ Jahren beendet sein, und wenn wir die aller Wahrscheinlichkeit nach zu erwartenden Ueberschüsse dieses Jahres und des nächsten Jahres hinzunehmen, so werden wir, auch wenn der Bau auf Heller und Pfennig bezahlt wird, immer noch genügend eigenes Betriebskapital zur Fortführung der Vereinsgeschäfte übrig behalten. In der Beziehung, glaube ich, brauchen wir keinerlei Besorgnis zu haben.

Was die Rücklage eines Beitrages für die Beamtenfürsorge betrifft, so darf aus meinen Ausführungen auch wohl entnommen werden, daß wir ernste Besorgnisse, in dem Augenblick, wo die Fürsorgebestimmungen angenommen sind, nicht genügend Kapital zu haben, nicht zu hegen brauchen. Nun frage ich: empfiehlt es sich jetzt, Beträge, die bei weitem nicht ausreichen, sozusagen aus der einen Tasche in die andre zu stecken, oder einen Betrag, den wir für spätere Jahre als Jahresausgabe glauben rechnen zu müssen, nämlich 40000 *M*, für das nächste Jahr bereits einzusetzen, ehe die Fürsorgebestimmungeu erledigt sind? Sollen wir nicht richtiger die Sache so weiter gehen lassen, wie sie bis jetzt gegangen ist, bis eben die Fürsorgebestimmungen erledigt sind, und wir dann ganz genau wissen, was wir zu tun haben? Ich glaube, wir sollten doch diesen letzteren Weg einschlagen.

Der Vorstandsrat genehmigt den vorgelegten Haushaltplan mit folgenden Aenderungen:

Der Posten: Hauptversammlung wird von 20000 auf 30000 *M* erhöht.

Für den Posten: Rücklage für die Beamten-Fürsorge, von 40000 *M* wird ein Posten: Beamten-Fürsorge, mit 11400 *M* eingesetzt

Nach Maßgabe der vorher gefaßten Beschlüsse ist ferner ein neuer Posten: Zuschuß zum Unternehmen der Illustrierten Technischen Wörterbücher mit 10000 *M* einzusetzen und der Posten: Stiftungen für Schüler zum Besuche des Deutschen Museums in München, von 10000 *M* auf 6000 *M* herabzusetzen.

Demgemäß werden

die Einnahmen auf	1523000 *M*
die Ausgaben auf	1499500 »
veranschlagt, so daß ein	
verfügbarer Ueberschuß von	23500 *M*

verbleibt.

Der Vorsitzende stellt hierbei fest, daß der Beschluß, die vollen Beiträge für die Beamten zur Reichsversicherungsanstalt aus Vereinsmitteln zu decken, nur für das Jahr 1913 gilt. Darüber, ob der Verein grundsätzlich die vollen Beiträge zur Reichsversicherungsanstalt tragen soll, wird sich der Vorstandsrat erst bei der Beratung über die Fürsorgebestimmungen schlüssig machen.

23) Bericht über den Neubau des Vereinshauses.

Hr. Sorge ergänzt den bereits in der Zeitschrift veröffentlichten Bericht über die bisherigen Maßnahmen des Bauausschusses[1]) durch folgende Mitteilungen:

Dem Ratschlag unseres Herrn Vorsitzenden folgend, der in solchen Angelegenheiten große Erfahrung besitzt, beabsichtigen wir, den Vertrag mit den Herren Reimer & Körte so abzuschließen, daß der eingereichte Kostenanschlag gewährleistet wird. Auf diese Forderung sind die Herren eingegangen. Die Architekten haben es zur eigenen Deckung für notwendig gehalten, vor Erteilung des Auftrages einen eingehenden Kostenanschlag auszuarbeiten, der dem Bauausschuß heute vorliegt.

Nach dem Ergebnis dieses Kostenanschlages müssen wir damit rechnen, daß die 900000 *M*, die zur Verfügung stehen, annähernd von dem Bau einschließlich des Architektenhonorars und der inneren Einrichtung aufgezehrt werden. Es wird aber wahrscheinlich nicht möglich sein, von diesen 900000 *M* auch die Kosten zu decken, die bereits für die Vorarbeiten und für die Abbruchsarbeiten ausgegeben worden sind, und die etwa 60000 *M* erfordern.

Wir haben uns für verpflichtet gehalten, von dieser Sachlage heute Kenntnis zu geben, wobei wir der Ueberzeugung sind, daß wir an dem Einen oder Andern noch bei der endgültigen Vergebung von Arbeiten sparen können.

[1]) Vergl. Z. 1912 S. 415.

Fig. 1 bis 8. Der Entwurf für das neue Vereinshaus.

Dachgeschoß.

Viertes Stockwerk.

Drittes Stockwerk.

Zweites Stockwerk.

Erstes Stockwerk.

Erdgeschoß.

Kellergeschoß.

Modell.

Wenn eine Baufirma einen derartig eingehenden Kostenanschlag mit der Verpflichtung der Nichtüberschreitung innerhalb gewisser Grenzen aufstellt, so ist mit Sicherheit anzunehmen, daß sie so vorsichtig rechnet, daß man im Gegensatz zu gewöhnlichen Erfahrungen bei Bauten keine Ueberschreitungen zu erwarten hat. Also wir hoffen, daß Ersparnisse zu erzielen sein werden, können aber irgend eine Zusage in dieser Richtung natürlich heute nicht geben.

Die Herren Reimer & Körte haben den Entwurf, auf welchen hin sie die Zuweisung im Februar erhalten haben, nochmals durchgearbeitet, so daß jetzt ein Entwurf vorliegt, der heute die Billigung des Bauausschusses und namentlich in der Grundrißgestaltung allseitige Zustimmung gefunden hat und wohl auch bei Ihnen Anerkennung finden wird.

Hr. D. Meyer führt die fünf Entwürfe für den Neubau, die im Februar d. J. auf die Ausschreibung des Bauausschusses hin eingelaufen sind, in Lichtbildern vor und gibt bei den einzelnen Entwürfen die Urteile der Sachverständigen bekannt [1]).

Hr. Fehlert berichtet über die bisherigen Arbeiten des Ortsbauausschusses [2]) wie folgt:

Gemäß einer vom Vorstand in seiner Sitzung vom 18. März d. J. genehmigten Geschäftsordnung ist der Ortsbauausschuß bei Anwesenheit von vier Mitgliedern beschlußfähig. In dringenden Fällen ist schriftliche Abstimmung gestattet, die sich auf die Berliner Mitglieder beschränkt. Bei Vertragsummen von 10000 *M* und mehr müssen die Urkunden vom Vorsitzenden des Ortsbauausschusses und einem Direktor des Vereines unterzeichnet sein, während das bei niedrigeren Summen nicht der Fall ist. Diese Unterschriften verpflichten also den Verein in gleichem Umfange wie die nach § 26, Absatz 3 seiner Satzung vollzogenen Urkunden. Dem Bauausschuß ist in angemessenen Zwischenräumen sowie bei allen wichtigen Entschlüssen zu berichten.

In der ersten Sitzung des Ortsbauausschusses am 4. März d. J. wurde ich zum Vorsitzenden und Hr. D. Meyer zum Geschäftsführer gewählt. Es wurde ferner der Vertrag wegen Abbruch der Häuser beraten und beschlossen, behufs Feststellung der Grundlagen für die Heizung und Lüftung Hrn. Geheimen Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Rietschel als Sachverständigen heranzuziehen, sowie einen engeren Wettbewerb zwischen den Firmen Johannes Haag, Rietschel & Henneberg, Gebr. Körting A.-G. und Rud. Otto Meyer auszuschreiben.

In der zweiten Sitzung des Ortsbauausschusses am 25. März d. Js. wurden nach vorheriger Rücksprache mit Hrn. Rietschel unter Zuziehung des Hrn. Baurats Körte und der Vertreter der am Wettbewerb für die Heizung und Lüftung beteiligten Firmen, zu denen nachträglich noch die Firma Emil Kelling trat, die Grundlagen für diese Anlage eingehend durchgesprochen, worauf Hr. Rietschel das Programm für die Errichtung einer Heizungs-, Lüftungs-, Kühlungs- und Ozonisierungsanlage feststellte, das den Firmen mit der Auflage übersandt wurde, ihre Entwürfe bis zum 1. Mai 1912 einzureichen. Auf Vorschlag des Hrn. Rietschel und unter Zustimmung der Mitglieder des Ortsausschusses wurde Hrn. Professor Dr. Brabbée die Beurteilung dieser Entwürfe übertragen.

Die Entwürfe sind rechtzeitig eingegangen, und Hrn. Brabbée ist es möglich gewesen, diese Beurteilung der sehr sorgfältig ausgearbeiteten Entwürfe so zeitig festzustellen, daß wir am 20. Mai d. J. eine Entscheidung treffen konnten.

Ich darf gleich hinzufügen, daß das Programm, das wir mit Hrn. Rietschel ausgearbeitet haben, äußerst sorgfältig jede Einzelheit der Anlage berücksichtigt, unter dem Gesichtspunkt, daß die Anlage den Ansprüchen der Heizungstechnik nach jeder Richtung hin entspricht und auch den wirtschaftlichen Standpunkt vor allen Dingen berücksichtigt.

Auf Grund der Erläuterungen des Hrn. Brabbée konnten wir feststellen, auch wiederum einstimmig, daß lediglich der Entwurf der Firma Rud. Otto Meyer den sämtlichen Bedingungen des Programmes entsprach. Der Ortsbauausschuß hat demgemäß einstimmig beschlossen, die Firma Rud. Otto Meyer mit der Ausführung der Anlage zu betrauen und den übrigen vier Firmen den vorher vereinbarten Betrag für ihre Arbeiten zu übersenden.

Von den Herren Sachverständigen, die uns bei der Beurteilung der eingelaufenen Entwürfe für den Neubau des Hauses beraten haben, war uns nahegelegt worden, Hrn. Geheimen Baurat Dr.-Ing. Hoffmann als künstlerischen Berater hinzuzuziehen, der auch gleichzeitig Sitz und Stimme in dem amtlichen Ausschuß hat, der bei Bauten an hervorragender Stelle in Berlin sich gutachtlich zu äußern hat. Hr. Hoffmann hat uns in entgegenkommender Weise mit seinem Rat zur Seite gestanden.

Die Herren Bauräte Reimer und Körte haben unter Berücksichtigung der Ratschläge des Hrn. Hoffmann und der inzwischen laut gewordenen verschiedenen Anregungen, besonders auch des Hrn. Lux, der dankenswerte Vorschläge gemacht hat, den endgültigen, heute vom Bauausschuß genehmigten Entwurf ausgearbeitet und die zur Herbeiführung einer polizeilichen Genehmigung erforderlichen Arbeiten vorgenommen. Aus den Vertragsbedingungen, die mit den Herren Reimer und Körte in Aussicht genommen worden sind, ist besonders zu erwähnen, daß alle Arbeiten und Lieferungen für den Bau nicht von den Architekten, sondern vom Ortsbauausschuß im Einvernehmen mit den Architekten vergeben werden sollen. Die Architekten haben die Verträge für diese Lieferungen zu entwerfen und ihr Einverständnis durch Unterschrift zu bestätigen.

Zum Schluß erläutert Hr. Fehlert an Hand der Figuren 1 bis 8 den vom Bauausschuß vorbehaltlich unwesentlicher Aenderungen zur Ausführung bestimmten Entwurf.

Bemerkungen zu diesem Berichte werden nicht gemacht.

Der Bericht der Schriftführer über die Verhandlungen des Vorstandsrates wird verlesen und genehmigt.

Hr. Herzberg dankt im Namen des Vorstandsrates dem Vorsitzenden für die umsichtige Leitung der Verhandlungen und den Ende dieses Jahres aus dem Vorstand ausscheidenden Herren Fehlert und Heil für die Hingebung an den Verein, die sie während ihrer Tätigkeit im Vorstande bewiesen haben.

(Schluß gegen $1^1/_2$ Uhr.)

[1]) Vergl. Z. 1912 S. 415. [2]) s. Z. 1912 S. 416.

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung 1912. [1])

Die vom Verein deutscher Ingenieure im Jahre 1900 herausgegebenen Normalien [2]), die seit einiger Zeit vergriffen waren, sind vollständig umgearbeitet und in ihrer neuen Fassung nach vorheriger Beratung in den Bezirksvereinen von der Versammlung des Vorstandrates am 8. Juni 1912 in Stuttgart angenommen worden.

An der Neubearbeitung haben sich beteiligt die Herren des Ausschusses:

Baudirektor Professor Dr.-Ing. C. v. Bach (Vorsitzender),
Reg.-Baumeister Linde, Direktor des Vereines deutscher Ingenieure,
Fabrikant H. L. Ocking,
Direktor C. Prüsmann,
Professor Dr.-Ing. R. Stribeck,
Ingenieur Fabrikant Carl Sulzer,
Zivilingenieur M. Westphal.

An den Beratungen haben ferner teilgenommen:

Hr. Bungeroth als Vertreter der Mannesmannröhrenwerke,
Hr. Schwarz als Vertreter der Gesellschaft für Hochdruck-Rohrleitungen m. b. H.,
Hr. F. Seiffert als Vertreter der Firma F. Seiffert & Co.

Ueber die vorgenommenen Aenderungen geben folgende Erläuterungen Aufschluß:

Die Abmessungen der Rohre wurden den tatsächlichen Ausführungen der Rohrwalzwerke entsprechend aufgenommen. Für die Herstellung ist der Außendurchmesser maßgebend.

[1]) Sonderabzüge werden gegen Einsendung von 50 ₰ postfrei abgegeben.

[2]) s. Z. 1900 S. 1481.

Die lichte Weite wird aus ihm durch Abziehen der Wandstärken berechnet. Aenderungen der letzteren beeinflussen also die lichte Weite, die in der Zahlentafel als Bezeichnung dient.

Von den in der Zahlentafel enthaltenen Abmessungen sollen nur die Maße für Flansch- und Lochkreisdurchmesser sowie die Angaben für Zahl und Stärke der Schrauben bindend sein.

In die Normalien 1912 sind die Verbindungen für Kupferrohre sowie die Verbindungsteile aus Bronze nicht mehr aufgenommen worden, weil dieselben für überhitzten Dampf nicht empfohlen werden können. Die Konstruktion der Flansche mit Dichtungsnuten ist weggelassen worden, weil sie nach angestellten Erhebungen nur ausnahmsweise ausgeführt wird (vergl. Ziffer 4c, letzter Absatz).

Absperrvorrichtungen.

Von der Aufnahme der Baulängen der Ventile ist abgesehen worden.

Bei den großen Dampfgeschwindigkeiten, wie sie in neuerer Zeit zugelassen werden, wird von der einen Seite eine größere Baulänge der Ventile für notwendig erachtet, um die erforderlichen Durchgangsquerschnitte herstellen zu können, während von andrer Seite darauf hingewiesen wird, daß bei einer Vergrößerung der Baulängen den Fabrikanten von Absperrvorrichtungen ein außerordentlich großer Aufwand für neue Modelle zugemutet werden würde. Ueberdies werden in neuerer Zeit mehr und mehr Schieber verwendet.

Prüfung der Rohrleitungen.

Die in den früheren Normalien enthaltene Empfehlung, die fertigen Rohrleitungen nach den für Dampfkessel geltenden Vorschriften zu prüfen, ist fallen gelassen worden, insbesondere im Hinblick auf die Schädigung, welche die Leitungen bei der Prüfung erfahren können (Wassergewicht), sowie deswegen, weil bei dieser Prüfung wesentliche Einflüsse des Betriebes doch nicht zur Geltung kommen können.

Baustoffe.

Für Gußeisen, dessen Anwendungsbereich nicht geändert ist, sollen die Prüfungsbestimmungen angewendet werden, die der Verein deutscher Eisengießereien und der Deutsche Verband für die Materialprüfungen der Technik nenerdings für Maschinenguß von hoher Festigkeit angenommen haben.

Flußeisen, Schweißeisen, Stahlguß.

Die angegebenen Festigkeitszahlen sollen nur als Empfehlung, nicht als Vorschrift gelten.

Nahtlose Rohre werden von einer Reihe von Firmen in vorzüglicher Beschaffenheit geliefert, worauf besonders hingewiesen sei.

Rohrverbindungen.

Durch Versuche der Königl. Materialprüfungsanstalt in Stuttgart [1]) ist die Zulässigkeit der für die Flanschverbindungen vorgeschlagenen Abmessungen nachgewiesen worden. Ferner wurde ermittelt, daß die Befestigung durch Einwalzen, wenn es sachgemäß erfolgt, bei Flußeisen- und Stahlgußflanschen sich als ausreichend widerstandsfähig erwiesen hat. Die in den Figuren gezeichneten Rillenformen, die von namhaften Fabriken ausgeführt werden, sollen nur als Beispiele gelten. Es empfiehlt sich, die Rillenformen so auszuwählen, daß unnötige Quetschungen des Materials sowie scharfe Kanten möglichst vermieden werden.

Die neuen Normalien sind auf S. 1482 abgedruckt.

1) Geltungsbereich der Normalien hinsichtlich des Rohrdurchmessers und des Dampfdruckes; Prüfungsdruck.

Die Normalien gelten für Rohre von 25 bis 400 mm Durchmesser, für einen Betriebsdruck bis 20 at Ueberdruck und für eine Dampftemperatur bis 400° C.

[1]) Mitteilung aus der Materialprüfungsanstalt der Königl. Technischen Hochschule Stuttgart, Z. 1912 S. 161.

Die Einzelstücke sind bei gewöhnlicher Temperatur mit dem Zweifachen des höchsten Betriebsdruckes zu prüfen. Dabei sind dieselben, während sie unter Druck stehen, mit dem Hammer abzuklopfen.

2) Druckfläche der Flanschverbindungen.

Die den Festigkeitsberechnungen zugrunde gelegte Druckfläche der Flanschverbindungen ist gleich der Kreisfläche, welche sich bis zur Außenkante der Dichtungsringfläche erstreckt.

3) Baustoffe.

a) Gußeisen.

Gußeisen darf

bis 8 at zu Rohren, Formstücken und Ventilkörpern für alle Durchmesser,

von 8 bis 13 at zu Ventilkörpern und Formstücken für alle Durchmesser, zu Rohren nur bis 150 mm Durchmesser,

über 13 at überhaupt nicht verwendet werden, mit Ausnahme von Ventilen bis 50 mm Durchmesser.

Das Gußeisen muß für 30 mm starke Rundstäbe mit Gußhaut bei 600 mm Entfernung der Auflager eine Biegungsfestigkeit von mindestens 3400 kg/qcm und eine Durchbiegung von wenigstens 10 mm ergeben.

b) Bronze.

Für Ventilkörper und Formstücke ist bei Temperaturen bis 220° C gewöhnliche Bronze zulässig, vorausgesetzt, daß sie bei Zimmertemperatur eine Zugfestigkeit von mindestens 2000 kg/qcm bei wenigstens 15 vH Dehnung besitzt.

Soll bei Verwendung von Legierungen über 220° C hinausgegangen werden, so ist vorher die Ermittelung der Festigkeitseigenschaften für die in Betracht kommenden höheren Temperaturen geboten.

c) Flußeisen, Schweißeisen, Stahlguß.

Aus Flußeisen oder Schweißeisen können angefertigt werden: die Schrauben und die Rohrwandungen; aus Flußeisen, Schweißeisen oder Stahlguß: die Flansche. Die Ventile werden aus Stahlguß, die Formstücke aus Stahlguß, Fluß- oder Schweißeisen hergestellt, sofern nicht Gußeisen oder Bronze im Rahmen der für diese Baustoffe geltenden Beschränkungen gewählt wird.

Die Zahlen der Festigkeit und der Dehnung (auf die Meßlänge $l = 11{,}3\sqrt{f}$, wenn f der Stabquerschnitt) sollen betragen:

für Flußeisen: 3600 bis höchstens 4500 kg/qcm bei wenigstens 20 vH Dehnung,

für Schweißeisen: in der Längsrichtung mindestens 3400 kg/qcm bei wenigstens 12 vH Dehnung, in der Querrichtung mindestens 3200 kg/qcm bei wenigstens 8 vH Dehnung,

für Stahlguß: mindestens 3800 kg/qcm bei wenigstens 20 vH Dehnung.

Bei Stahlguß gelten die angegebenen Festigkeitszahlen für angegossene Probestäbe.

Stumpfgeschweißte Rohre (sog. Gasrohre) sollen nicht verwendet werden.

4) Rohrverbindungen.

a) Flansche und Bordringe.

Winkelflansche sind für alle Rohrdurchmesser und für Drücke bis 20 at zulässig.

Die Verbindung der Flansche mit den Rohren mittels Lötung allein ist nicht zulässig, die Sicherung der Flanschköpfe gegen Abschieben von den Rohren muß durch Schweißen oder Nieten, durch Einwalzen, mittels Gewindes oder durch Umbördeln erzielt werden.

Das Einwalzen mit Walzapparaten ist zweckmäßig, erfordert aber da, wo die Wandstärke größer als 8 mm ist, maschinelle Vorrichtungen. Sind diese nicht vorhanden, so ist Nietung zu empfehlen.

Das Aufschweißen von Bordringen ist bis 250 mm zulässig, wobei der Schweißdruck durch mechanische Vorrichtungen zu erzeugen ist. Das Vorschweißen von Bordringen oder Flanschen kann nur für die größeren Rohrweiten

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung 1912.

Aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure.

(hierzu Tafel 10 mit Fig. 1 bis 10)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	Rohre					Flansche und Bordringe															Nieten			Schrauben					
	Tatsächlicher Durchmesser		Wanddicke					Innerer Durchmesser des losen Flansches D_3							Aeußerer Durchmesser des Bordringes D_4		Hals des aufgewalzten und aufgenieteten festen Flansches sowie des aufgewalzten und aufgenieteten Bordringes Fig. 5 bis 10												
								bei aufgeschweißtem Bordring		bei vorgeschweißtem Bordring		bei aufgewalztem u. aufgenietetem Bordring																	
Bezeichnung	außen	innen	im Schaft Fig. 1 bis 10	am Bordring Fig. 3 und 4	Wanddicke am Hals des Ventils Fig. 9 und 10	Aeußerer Durchmesser des losen Flansches Fig. 1 bis 8 sowie des festen Flansches Fig. 9 und 10	Lochkreisdurchmesser Fig. 1 bis 10	mit Flachsitz Fig. 1	mit Schrägsitz Fig. 2	mit Flachsitz Fig. 3	mit Schrägsitz Fig. 4	mit Flachsitz und Schrägsitz Fig. 5 bis 8	Höhe des losen Flansches Fig. 1 bis 8	Höhe des festen Flansches Fig. 9 u. 10 sowie des Bordringes Fig. 1 bis 8	aufgeschweißt Fig. 1 u. 2 sowie vorgeschweißt Fig. 3 u. 4	aufgewalzt Fig. 5 u. 6 sowie aufgenietet Fig. 7 u. 8	Aeußerer Durchmesser	Höhe	Aeußerer Durchmesser der Dichtungsleiste Fig. 1 bis 10	Höhe der Dichtungsleiste Fig. 1 bis 10	Anzahl	Durchmesser	Abstand von Oberkante Hals Fig. 7, 8 und 10	Gesamtdruck $P = \frac{\pi}{4} D_6^2 \cdot 20$	Anzahl i	Durchmesser	Werte von $P:if$, worin f Kernquerschnitt der Schraube	Durchmesser des Schraubenloches	Bezeichnung
	D_a[1] mm	D_i mm	s mm	s_1 mm	s_2 mm	D_1 mm	D_2 mm	mm	mm	mm	mm	mm	h mm	h_1 mm	mm	mm	D_5 mm	h_2 mm	D_6 mm	a mm		mm	e mm	kg		Zoll engl.	kg/qcm	mm	
25	32	26	3	—	11	120	90	35	50	—	—	52	13	13	60	64	48	18	60	2	—	—	—	565	4	1/2	180	14	25
30	38	32	3	—	11	125	95	42	55	—	—	58	14	14	65	68	54	19	65	2	—	—	—	665	4	1/2	212	14	30
35	41,5	35,5	3	—	12	130	100	45	60	—	—	64	14	14	70	74	60	20	70	2	—	—	—	770	4	1/2	246	14	35
40	47,5	41,5	3	—	12	140	110	52	65	—	—	70	15	15	75	80	66	21	75	2	—	—	—	885	4	1/2	282	14	40
45	51	45	3	—	12	150	115	55	70	—	—	76	15	15	80	88	72	22	80	2	—	—	—	1 005	4	5/8	192	17	45
50	57	51	3	—	13	160	125	62	75	—	—	82	16	16	85	94	78	23	85	2	—	—	—	1 135	4	5/8	216	17	50
55	60	54	3	—	13	165	130	65	80	—	—	88	16	16	90	100	82	24	90	2	—	—	—	1 270	4	5/8	242	17	55
60	63,5	57,5	3	—	13	175	135	68	85	—	—	92	17	17	95	106	86	25	95	2	—	—	—	1 420	4	5/8	271	17	60
65	70	64	3	—	14	180	140	74	90	—	—	100	17	17	102	114	94	26	102	2	—	—	—	1 635	4	5/8	312	17	65
70	76	70	3	—	14	185	145	80	95	—	—	106	18	18	110	122	102	27	110	2	—	—	—	1 900	4	5/8	363	17	70
80	89	82,5	3 1/4	—	14	200	160	94	110	—	—	118	19	18	125	134	114	28	125	2	—	—	—	2 455	8	5/8	234	17	80
90	95	88,5	3 1/4	—	15	220	180	100	120	—	—	130	20	19	135	146	124	29	135	2	—	—	—	2 865	8	5/8	273	17	90
100	108	100,5	3 3/4	—	15	240	190	114	130	—	—	142	21	20	145	158	138	30	145	2	—	—	—	3 305	8	5/8	315	17	100
110	121	113	4	—	15	250	200	126	144	—	—	154	22	21	160	172	150	31	160	3	—	—	—	4 020	8	3/4	257	21	110
120	127	119	4	—	16	260	210	132	156	—	—	164	23	22	172	182	160	32	172	3	—	—	—	4 645	8	3/4	296	21	120
125	133	125	4	—	16	270	220	138	164	—	—	170	24	22	180	188	165	33	180	3	—	—	—	5 090	8	3/4	324	21	125
130	140	131	4 1/2	—	16	280	230	145	170	—	—	178	25	23	185	195	174	34	185	3	—	—	—	5 375	8	3/4	343	21	130
140	152	143	4 1/2	—	17	290	240	158	180	—	—	190	26	24	195	206	186	36	195	3	—	—	—	5 975	10	3/4	305	21	140
150	159	150	4 1/2	—	17	300	250	165	190	—	—	200	27	25	205	216	195	38	205	3	—	—	—	6 600	10	3/4	337	21	150
160	171	162	4 1/2	—	18	310	260	176	200	—	—	212	28	26	215	230	208	40	215	3	—	—	—	7 260	10	3/4	370	21	160
180	191	180	5 1/2	—	19	335	285	198	220	—	—	235	30	27	238	252	230	44	238	3	—	—	—	8 900	10	7/8	327	24	180
200	216	203	6 1/2	—	20	360	310	224	242	—	—	262	32	28	260	280	256	48	260	4	—	—	—	10 620	10	7/8	390	24	200
225	241	228	6 1/2	—	21	390	340	248	270	—	—	286	34	29	290	305	280	50	275	4	—	—	—	11 880	12	7/8	364	24	225
250	267	253	7	—	22	420	370	274	300	—	—	312	36	30	320	332	306	52	305	4	—	—	—	14 610	12	1	341	28	250
275	292	277	7 1/2	15	23	450	400	—	—	314	330	340	38	31	350	362	334	54	330	4	—	—	—	17 105	12	1	399	28	275
300	318	303	7 1/2	15	24	480	430	—	—	340	355	370	40	32	380	395	362	56	355	4	20	16	28	19 795	14	1	396	28	300
325	343	327	8	16	25	520	465	—	—	366	380	396	42	33	405	420	388	58	380	4	20	18	29	22 680	14	1 1/8	360	32	325
350	368	352	8	16	26	550	495	—	—	392	405	424	45	34	430	450	416	60	410	4	20	18	30	26 405	14	1 1/8	419	32	350
375	394	377	8 1/2	17	27	580	525	—	—	418	430	452	48	35	455	478	444	62	435	4	22	18	31	29 725	16	1 1/8	413	32	375
400	420	402	9	18	28	605	550	—	—	446	455	480	50	36	485	510	472	64	460	4	22	18	32	33 240	16	1 1/8	462	32	400

Die durch schrägen Druck kenntlich gemachten Abmessungen gelten für Rohrweiten, die als Zwischengrößen und nicht als normal anzusehen sind.

[1] Diese Werte sind durch Umrechnung aus englischem Maß erhalten.

empfohlen werden, bei denen eine beiderseitige Bearbeitung der Schweißnaht möglich ist.

Die Flansche können mit Schrägsitz oder mit Flachsitz ausgeführt werden.

b) Flanschdurchmesser, Lochkreisdurchmesser.

Bis zu 80 mm Durchmesser stimmen die Flansch- und Lochkreisdurchmesser mit den Maßen der gußeisernen Flanschrohre für geringen Druck überein; über 80 mm Durchmesser hinaus sind sie größer.

c) Die glatten Bordringe und Flansche setzen voraus, daß ein dem hohen Druck und der hohen Temperatur entsprechend gewähltes Dichtungsmaterial verwendet wird.

Die Abmessungen der Bordringe und Flansche gestatten auch die Herstellung von Nut und Feder.

Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen.

Neue Sätze des AEF.

Der AEF hat die Entwürfe IV: Temperaturbezeichnungen[1], XI: Ersatz der Pferdestärke[2]), und VI: Liste A der Formelzeichen[3]), nachdem zahlreiche Aeußerungen der Vereine und Einzelpersonen dazu eingegangen waren, einer nochmaligen Beratung unterzogen, auf Grund deren die folgenden beiden Sätze und die Liste der Formelzeichen als erster Teil einer größeren Liste festgestellt worden sind.

Satz III. Temperaturbezeichnungen.

1) Wo immer angängig, namentlich in Formeln, soll die absolute Temperatur, die mit T zu bezeichnen ist, benutzt werden.

2) Für alle praktischen und viele wissenschaftlichen Zwecke, bei denen an der gewöhnlichen Celsiusskala festgehalten wird, soll empfohlen werden, lateinisch t zu verwenden, sofern eine Verwechslung mit dem Zeitzeichen t ausgeschlossen ist.

Wenn gleichzeitig Celsiustemperaturen und Zeiten vorkommen, so soll für das Temperaturzeichen das griechische ϑ verwendet werden.

Beispiel.

So soll man bei der Verwendung des Carnot-Clausiusschen Prinzips statt $Q \frac{dt}{t+273} \ldots Q \frac{dT}{T}$ schreiben, anderseits soll die Längenänderung eines Stabes ausgedrückt werden durch die Formel:

$$l = l_0 (1 + \alpha t + \beta t^2).$$

Erläuterungen zu den Aeußerungen über den Entwurf IV von F. Eichberg.

Dem Entwurf haben die meisten Vereine und Vereinigungen zugestimmt. Wo Vorbehalte oder Gegenvorschläge gemacht worden sind, erscheinen sie nicht durchgreifend.

Dem Vorschlag von Niethammer (»Elektrotechnik und Maschinenbau« 1910 S. 1121) konnte nicht zugestimmt werden, weil T sich nur für die absolute Temperatur eignet und hierfür in der wissenschaftlichen Temperatur allgemein eingeführt ist.

Der Vorschlag des Breslauer und des Schleswig-Holsteinischen Bezirksvereines deutscher Ingenieure, τ anstatt t zu verwenden, erschien nicht annehmbar, weil t vollkommen eingebürgert ist und für ein so gebräuchliches Formelzeichen, wie das t für Temperatur, griechische Buchstaben nicht verwendet werden sollten. τ wird zwar in der mechanischen Wärmetheorie verwendet, aber immer nur für ganz besondere Temperaturgrößen.

Der Vorschlag des Elektrotechnischen Vereines, für die Temperatur immer ϑ zu nehmen, ist aus dem gegen τ schon angeführten Grunde nicht empfehlenswert.

Satz IV. Die Einheit der Leistung.

Die technische Einheit der Leistung heißt Kilowatt oder Großpferd. Sie ist praktisch gleich 102 Kilogrammeter in der Sekunde und entspricht der absoluten Leistung 10^{10} Erg in der Sekunde. Einheitsbezeichnungen: kW und GP.

Begründung.

Von Diedrich Meyer und Eugen Meyer.

Die eingegangenen Aeußerungen der beteiligten Vereine haben in ihrer Mehrheit der Einführung einer technischen Einheit von 102 mkg/sk, die die »Pferdestärke« von 75 mkg/sk zu ersetzen bestimmt ist, zugestimmt; dagegen haben sie mit Mehrheit die Bezeichnung »Neupferd« abgelehnt, zumeist mit der Begründung, daß eine Uebergangsbezeichnung — und als solche wollte auch der AEF den Ausdruck aufgefaßt wissen — nicht erforderlich sei, vielmehr die Bezeichnung »Kilowatt« gleich von vornherein angewandt werden solle. Aber auch der Ausdruck »Neupferd« selbst ist mehrfach als wenig glücklich bemängelt worden.

Der AEF hat geglaubt, sich diesen Wünschen gegenüber nicht ablehnend verhalten zu dürfen, und hat demgemäß den Ausdruck »Großpferd« anstatt »Neupferd« eingeführt. Das Kilowatt war zunächst eine Einheitsbezeichnung für eine in elektrischer Energieform in die Erscheinung tretende und durch Volt und Ampere gemessene Leistung. Wollte man ausschließlich diese Bezeichnung für eine in mechanischer Form erscheinende, durch Meter und Kilogramm gemessene Leistung empfehlen, so würde dadurch nach Ansicht des AEF der Erfolg des neuen Verfahrens erheblich beeinträchtigt, wenn nicht vereitelt werden. Die Kreise der Maschinenindustrie, in denen in erster Linie die neue Einheit sich Hausrecht erwerben soll, würden dann an ihr vorbeigehen und die alte »Pferdestärke« ruhig beibehalten; sie würden ganz unbeeinflußt durch die neue Definition das »Kilowatt« nach wie vor als eine Einheit ansehen, deren Benutzung zur Angabe der Leistung von elektrischen Maschinen und etwa solcher Kraftmaschinen, die mit elektrischen Maschinen unmittelbar gekuppelt sind, vorbehalten bleibt. Es erscheint dem AEF, wenn das gewünschte Ziel erreicht werden soll, unbedingt erforderlich, daß eine Einheitsbezeichnung aufgestellt wird, die die Absicht der Beseitigung der bisherigen »Pferdestärke« auch bei Kraftmaschinen, die zur Erzeugung elektrischer Energie nicht benutzt werden, wie z. B. Pumpmaschinen, Lokomobilen, Schiffsmaschinen, Automobil- und Flugmotoren, stets vor Augen führt und die den Maschineningenieur auf Schritt und Tritt darauf aufmerksam macht, daß er nicht bloß bei elektrischen Leistungen, sondern auch bei allen mechanischen Leistungen statt wie bisher mit 75 mkg/sk mit dem praktischeren Wert von 102 mkg/sk als Einheit rechnen soll.

Der Ausdruck »Großpferd« für diese Leistungseinheit erscheint insofern glücklicher gewählt als »Neupferd«, als durch ihn die Vergrößerung des Einheitswertes gegen den früheren angedeutet, mithin auch dem Einwande vorgebeugt wird, der von der ausführenden Praxis möglicherweise erhoben werden könnte, daß nämlich infolge der größeren Einheit die Leistung der gleichwertigen Maschine in Zukunft dem Unkundigen geringer erscheinen könnte.

Formelzeichen des AEF.

Die Fachgenossen auf dem Gebiete der Naturwissenschaften und der Technik werden gebeten, sich der folgenden Bezeichnungen zu bedienen, wenn sie keine besondern Gründe dagegen haben.

Größe	Zeichen
Länge	l
Masse	m
Zeit	t
Halbmesser	r
Durchmesser	d
Wellenlänge	λ
Körperinhalt, Volumen	V
Winkel, Bogen	$\alpha, \beta \ldots$
Voreilwinkel, Phasenverschiebung	φ
Geschwindigkeit	v
Fallbeschleunigung	g
Winkelgeschwindigkeit	ω
Umlaufzahl, Drehzahl (Zahl der Umdrehungen in der Zeiteinheit)	n

[1]) s. Z. 1909 S. 1611. [2]) s. Z. 1911 S. 1504.
[3]) s. Z. 1909 S. 1612.

Größe	Zeichen
Wirkungsgrad	η
Druck (Druckkraft durch Flächeneinheit)	p
Elastizitätsmodul	E
Temperatur, absolute	T
» vom Eispunkt aus	t
Wärmemenge	Q
Spezifische Wärme	c
» » bei konstantem Druck	c_p
» » » » Volumen	c_v
Wärmeausdehnungskoeffizient	α
Magnetisierungsstärke	$\mathfrak{J}$
Stärke des magnetischen Feldes	$\mathfrak{H}$
Magnetische Dichte (Induktion)	$\mathfrak{B}$
» Durchlässigkeit (Permeabilität)	μ
» Aufnahmefähigkeit (Suszeptibilität)	$\varkappa$
Elektromotorische Kraft	E
Elektrizitätsmenge	Q
Induktivität (Selbstinduktionskoeffizient)	L
Elektrische Kapazität	C

Bericht zu den Aeußerungen über die Liste A der Formelzeichen[1]).

Von **F. Neesen.**

Es sind 26 Aeußerungen eingegangen, darunter neun glatt zustimmende.

In den 17 übrigen werden Aenderungen der Zeichen oder gewählten Namen sowie Ergänzungen vorgeschlagen. Die erneute Beratung im AEF ergab, daß eine Abänderung der Zeichen nicht angezeigt ist. Die gemachten Vorschläge (Zeit z statt t; Geschwindigkeit ω für v; Temperatur T für t; Wärmemenge Θ für Q; Induktivität L für L) drücken nur die Wünsche eines kleinen Fachkreises aus. Die in der Liste aufgeführten Zeichen haben in verschiedenen Zweigen der Wissenschaft Altersrecht.

Dagegen wurden einige Größen aus der Liste A ausgeschieden und mit der Liste B vereinigt, nämlich:

1) die Bezeichnung für Arbeit A, weil es zweckmäßiger schien, sie mit der für Leistung zu verbinden;

2) die Gaskonstante R, weil einerseits die Streichung des Zusatzes (auf Molekulargewicht bezogen) gewünscht, anderseits diese Streichung beanstandet wurde. Um Verzögerungen zu vermeiden, ist daher R aus der Liste A entfernt und in die Liste B aufgenommen worden;

3) die Stromstärke J zugunsten des neuerdings vorgeschlagenen und in die Liste B aufzunehmenden I.

Den die Namen betreffenden Wünschen ist insofern nachgekommen worden, als das Zeichen p nicht für Kraft durch Flächeneinheit, sondern für Druckkraft durch Flächeneinheit genommen wurde.

[1]) Wegen Liste A vergl. Z. 1909 S. 1612; aus ihr ist die oben zur Benutzung empfohlene Liste der Formelzeichen hervorgegangen.

Der Anregung aus Kreisen der Maschineningenieure, das Zeichen n für die Umdrehungszahl in der **Minute** festzusetzen, konnte nicht gefolgt werden, da die allgemeine Bestimmung (in der **Zeiteinheit**) auch den andern Zweigen der Wissenschaft gerecht wird.

Die Ergänzungswünsche sind, soweit angängig, schon in der Liste B berücksichtigt worden.

Der Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen stellt den nachfolgenden Entwurf XII, Liste B, zur Beratung.

Entwurf XII. Formelzeichen des AEF.

Liste B.

Nr.	Größe	Zeichen
1	Fläche	F
2	Kraft	P
3	Moment einer Kraft	M
4	Leistung	L
5	Normalspannung	σ
6	Spezifische Dehnung	ε
7	Schubspannung	τ
8	Schiebung (Gleitung)	γ
9	Schubmodul	G
10	Spezifische Querzusammenziehung $\nu = 1/m$ (m Poissonsche Zahl)	ν
11	Trägheitsmoment	J
12	Zentrifugalmoment	C
13	Reibungsziffer (-Koeffizient)	μ
14	Widerstandsziffer für Flüssigkeitsströmung	ζ
15	Schwingungszahl in der Zeiteinheit	n
16	Mechanisches Wärmeäquivalent	J
17	Innere Energie	U
18	Entropie	S
19	Verdampfungswärme	r
20	Heizwert	H
21	Brechungsquotient	n
22	Hauptbrennweite	f
23	Lichtstärke	J
24	Widerstand, elektrischer	R
25	Stromstärke, elektrische	I
26	Arbeit, mechanische und elektrische	A
27	Gaskonstante (auf Molekulargewicht bezogen)	R

Nr. 25 bis 27 sind nach dem Beschluß des AEF (vergl. den vorstehenden Bericht von F. Neesen) aus der Liste A übernommen worden.

Die Mitglieder, die sich an der weiteren Bearbeitung der vorstehenden Aufgaben beteiligen wollen, werden, sofern dies nicht im Kreise ihres Bezirksvereines geschieht, gebeten, ihre Aeußerungen bis zum 15. Dezember d. J. an uns einzusenden.

Geschäftstelle
des Vereines deutscher Ingenieure.

Gemäß dem Beschluß des Vorstandsrates vom 10. und 11. Juni 1911 in Breslau (Z. 1911 S. 1092) wird das

Inhaltsverzeichnis der Zeitschrift 1904 bis 1910

an jedes Vereinsmitglied im Postinlande für 1,00 ℳ,
» » » » Postauslande » 1,50 »

portofrei nach Einsendung oder gegen Nachnahme des Betrages abgegeben. Für Nichtmitglieder beträgt der Preis 6 ℳ.

Eine Karte für Bestellungen hat der Nummer 24 dieser Zeitschrift beigelegen.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der Nummer 26 dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **120. Heft** erschienen; es enthält:

A. Pfarr: Versuche über die Druckverteilung in den Laufzellen arbeitender Reaktionsturbinen.

Rudolf Skutsch: Ueber den Einfluß der elastischen Nachwirkung auf die Leistungsfähigkeit der Riementriebe.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 117** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 37. **Sonnabend, den 14. September 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Umsteuerschrauben für große Leistungen.[1]

Von **W. Helling.**

Trotz der Schwierigkeit, welche die Umsteuerung großer Verbrennungskraftmaschinen bietet, ist bei Schiffen die Umsteuerung durch die Schraube verhältnismäßig selten zur Lösung dieser Aufgabe herangezogen worden. In der Praxis findet man oft die irrige Ansicht, daß rd. 200 PS die obere Grenze für die Ausführbarkeit einer Umsteuerschraube bilden, ohne daß Gründe dafür angegeben werden.

Fig. 1 und 2.

Eine kleine Auseinandersetzung möge diese Frage zunächst grundsätzlich beleuchten. In den folgenden Formeln sollen alle nicht mit der absoluten Größe der Schraube veränderlichen Werte als beliebige Beiwerte c_1, c_2, c_3, c_4 usw. angenommen werden. Ferner sollen Schrauben verglichen werden, deren Maße alle dem Durchmesser proportional sind. Die Schrauben seien einander also mathematisch ähnlich.

Der Schraubenflügel wird am besten in der kugelförmigen Nabe durch einen kräftigen Kammzapfen gehalten, gegen dessen Drehung das durch Reibungswiderstand infolge des Schraubenschubes ausgeübte Drehmoment Widerstand leistet. Dieses Moment ist

$$M_1 = f c_1 P D = c_2 P D,$$

vergl. Fig. 1 und 2, wenn f die Reibungszahl ist.

Um die Kräfte durch D ausdrücken zu können, will ich annehmen, daß die Schrauben nach dem mechanischen Aehnlichkeitsgesetz unter gleichen Bedingungen arbeiten. Diese Annahme entspricht nicht ganz der Praxis und muß daher im einzelnen Falle genauer untersucht werden. In den meisten Fällen jedoch liegen die Verhältnisse in Wirklichkeit in dieser Beziehung für große Schrauben günstiger als für kleine. Unter dieser Annahme ist

$$P = c_3 D^3, \text{ also } M_1 = c_4 D^4,$$

da nach dem Aehnlichkeitsgesetz die Kräfte dem Kubus der Längen proportional sind.

Ein weiterer Widerstand wird der Drehung des Kammzapfens durch das Moment entgegengesetzt, das dadurch entsteht, daß der Schraubendruck voraussichtlich nicht in der Mitte der Flügelbreite, sondern in einem gewissen Abstande von der Mitte angreift. Dieses Moment kann die Drehung entweder fördern oder hindern, auf jeden Fall ist es seiner Größe nach durch einen Ausdruck $M_2 = c_5 P D = c_6 D^4$ bestimmt. Die dritte Kraft endlich, welche der Drehung Widerstand leistet, die Fliehkraft C, wirkt senkrecht zu den Kammzapfenflächen; zu ihrer Ueberwindung ist also ein Moment $M_3 = f D C$ nötig. C ist $= c_7 \frac{G}{g} D n^2$. In dieser Formel ist nach dem Aehnlichkeitsgesetz das Gewicht der Flügel G als eine Kraft $= c_8 D^3$.

Die Umlaufzahl ist eine Größe von dem Exponenten $-\frac{1}{2}$, also ist $n^2 = \frac{c_9}{D}$, während γ als dimensionsloser Beiwert vernachlässigt werden kann.

$$C \text{ wird also } = c_{10} D^3 \text{ und } M_3 = c_{11} D^4.$$

Die Summe der drei Momente $M_1 + M_2 + M_3$ ergibt das gesamte Moment der Umsteuerung $M_4 = c_{12} D^4$. Das Moment ist also der vierten Potenz des Schraubendurchmessers proportional.

Der Verdrehungswinkel der Flügel ist bei großen und kleinen Schrauben gleich. Die Arbeitsleistung bei der Umsteuerung der Flügel, in mkg ausgedrückt, ist also proportional dem Moment M_4, also $= c_{12} D^4$, während die Kraft, die auf den Kammzapfen und alle in der Nabe befindlichen Teile wirkt, $K = c_{13} D^3$ ist. Die Flächendrücke und die Stoffbeanspruchungen werden dementsprechend

$$= \frac{c_{14} D^3}{D^2} = c_{14} D.$$

Diese Werte wachsen also proportional mit der linearen Größe der Schraube. Zu beachten ist noch, daß die Rei-

[1] **Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.**

bungszahl bei größeren Flächendrücken wächst, wodurch eine weitere Belastung der größeren Schrauben bedingt ist[1]). Aus diesen Verhältnissen heraus sind klar die größeren Schwierigkeiten zu beurteilen, welche bei der Herstellung größerer Umsteuerschrauben im Gegensatz zu kleineren entstehen. Umsteuerschrauben bis zu etwa 1 m Dmr. werden mit den üblichen Mitteln des Maschinenbaues in einwandfreier Weise hergestellt, als Baustoff kommen hier Rotguß und gewöhnlicher Maschinenstahl in Betracht. Die größten für Dieselmaschinen in Frage kommenden Umsteuerschrauben haben rd. 2 m Dmr.; unter diesen Umständen ist also ein hochwertiges Metall von doppelter Festigkeit und Härte nötig, um den erhöhten Ansprüchen gerecht zu werden. Ein solcher Stoff ist z. B. die Mammut-Bronze der Firma Theodor Zeise sowie die hochwertigen Sonderstähle, wie z. B. Chromnickelstahl. Ein weitaus wichtigeres Mittel zur Erhöhung der Betriebsicherheit und Lebensdauer ist die sorgfältige Konstruktion der Nabe auf Grund eingehender Rechnungen. Hierbei kann man im Vergleich zu manchen kleineren alten Schrauben die Abmessungen der einzelnen Teile geringer machen. Ferner ist zu beachten, daß nach dem Aehnlichkeitsgesetz eine Schraube von 2 m Dmr. 11,31 mal so viel Pferdekräfte übertragen würde wie eine solche von 1 m Dmr. In Wirklichkeit ist die Leistung bei großem Durchmesser aber fast immer kleiner, da die großen Schrauben sich langsamer drehen, als dem Aehnlichkeitsgesetz entsprechen würde. Hieraus geht hervor, daß man auch Umsteuerschrauben mit größerem Durchmesser als 2 m und auch wohl für alle heute in Betracht kommenden Leistungen bauen könnte.

Fig. 3 bis 6. Umsteuerschrauben-Anlage
Maßstab

[1]) Durch den während der Drucklegung dieser Abhandlung in dieser Zeitschrift erschienenen Aufsatz von H. Blasius: »Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen« (Z. 1912 S. 639), ist ein Mittel gegeben, auch diese Veränderlichkeit der Reibungszahl in die allgemeine Betrachtung mit hineinzuziehen.

Bei der Ausbildung der Teile der Umsteuerung, die im Boote liegen, kommen andre Gesichtspunkte in Frage. Wir haben gesehen, daß die absolute Arbeitsleistung, welche zur Umsteuerung aufgewandt werden muß, $= c_{12} D^4$ mkg ist.

Fig. 7 bis 9. Umsteuereinrichtung.
Maßstab 1 : 20.

Will man von Hand umsteuern, so hat man nur die Kraft eines Mannes zur Verfügung, und die Zeit, die zum Umsteuern erforderlich ist, ist $= c_{15} D^4$, demnach für die Schraube von 2 m Dmr. 16 mal so lang wie für die Schraube von 1 m Dmr. Dazu kommt noch, daß die große Uebersetzung den Wirkungsgrad verschlechtert. Dagegen

entspricht diese lange Zeit nicht mehr dem Aehnlichkeitsgesetz, so daß die Drücke etwas geringer sind.

Infolge dieses großen Arbeitsbedarfes müssen für größere Maschinen mechanische Hülfsmittel eingeschaltet werden. Benutzt man hierzu die Schiffsmaschine, so hat man eine genügende Leistung zur Verfügung. Die Abmessungen des ganzen Getriebes werden auf Grund von Erfahrungswerten gewählt, die von den Abmessungen, der Belastung und der

Wie aus Fig. 3 zu ersehen ist, haben die Kammzapfen der Flügel sehr große Abmessungen erhalten, so daß ein Wackeln der Flügel oder ein toter Gang auch nach langem Betrieb unmöglich ist. Die Kammzapfen werden durch eine in der Schraubenhaube untergebrachte Druck-Fettschmiervorrichtung der Firma Theodor Zeise geschmiert. Die Vorrichtung besteht aus einer sehr großen Stauffer-Dose, die bei jeder Umsteuerung durch die Steuerstange um einen ge-

für 2 × 600 PS_e normale Leistung.

1 : 20.

Schnitt *a-b*.

Schnitt *c-d*.

Schnitt *e-f*.

ringen Bruchteil eines Gewindeganges angezogen wird. Bei jeder Dockung muß die Dose aufgefüllt werden. Ihr Inhalt reicht für mehrere tausend Umsteuerungen aus; sollte sie trotzdem vor der Zeit ausgebraucht sein, so tritt der Kolben aus dem Gewinde, und man fährt ohne Schmierung weiter.

Die Schraubenflügel sind durch Zapfen und Kulissensteine aus bestem Chromnickelstahl mit der Steuerstange verbunden, welche durch die hohle Welle in das Innere des Schiffes führt. Am vorderen Ende ist ein Keil durch die Steuerstange getrieben, der durch einen Schlitz in der Welle mit einem Schleifring zur Aufnahme der Steuerstangendrücke verbunden ist. Dieser Schleifring ist ebenso wie das Hauptdrucklager als Kugellager ausgeführt. Ein Kammlager hätte die zulässigen Grenzen der Baulänge, des Gewichtes und der Wärmeentwicklung wesentlich überschritten. Durch die Kugellager wurden diese Schwierigkeiten leicht überwunden. Bei sachgemäßer Bedienung ist die nötige Betriebsicherheit durchaus gewährleistet, da die Schrauben tief und geschützt liegen und Stöße, der größte Feind von Kugellagern, nicht zu erwarten sind. Für Schraubenwellen, die Stößen ausgesetzt sind, sind dagegen Kammlager mehr zu empfehlen.

Umlaufzahl der Schraube, von der Flügelform, der Schiffsgeschwindigkeit und dem Fahrtmoment des Schiffes abhängig sind. Unter sorgfältiger Berücksichtigung aller Umstände ist eine Berechnung wohl möglich, aber auch notwendig, da die höchsten zulässigen Flächendrücke des betreffenden Baustoffes besonders in der Nabe nicht überschritten werden dürfen.

Die Vorteile, die für die Umsteuerschrauben gegenüber dem Wendegetriebe und der unmittelbaren Umsteuerung der Maschine in Anspruch genommen werden dürfen, sind folgende: geringerer Preis, geringeres Gewicht, geringerer Raumbedarf, größere Betriebsicherheit, einfachere Bedienung, stoßfreies sanftes Anfahren und vorzügliche Regelfähigkeit der Umlaufgeschwindigkeit und Leistung. Bei dem Aufschwung, den der Bau von großen Dieselmaschinen für Schiffe zurzeit nimmt, ist die Umsteuerschraube, wenn sie richtig durchgebildet und aus zweckentsprechendem Material genau hergestellt wird, zweifellos berufen, eine weitere Verbreitung zu finden, das Wendegetriebe aus größeren Fahrzeugen ganz zu verbannen und mit der unmittelbaren Umsteuerung, die mit erheblichen Schwierigkeiten verknüpft ist, in ernsthaften Wettbewerb zu treten. Dadurch, daß sie den schwächsten Punkt der Dieselmaschine in einfachster Weise beseitigt, ist sie geeignet, die Einführung der Dieselmaschine im Schiffbau zu fördern.

Es soll jetzt eine Umsteueranlage, Fig. 3 bis 9, besprochen werden, die zurzeit die größte sein dürfte, denn sie überträgt auf zwei Schrauben nicht weniger als 1200 PS_e im Mittel und 1860 PS_e als Höchstleistung. Die Anforderungen waren bei dieser Anlage insofern besonders hoch, als nur eine sehr geringe Baulänge und ein sehr geringes Gewicht zugelassen waren; denn es handelte sich um ein Sonderschiff für die Marine. Dabei war achtfache Sicherheit bei der Höchstleistung von 2 × 930 PS_e für alle wichtigen Teile vorgeschrieben.

Der Schraubendurchmesser ist konstruktiv beschränkt, er beträgt nur 1,4 m; aber eine sehr hohe Umlaufgeschwindigkeit ergibt sehr hohe Fliehkräfte und Schraubendrücke.

Um nun die Flügel drehen zu können, muß der Schleifring mit der Steuerstange axial verschoben werden. Dies geschieht durch eine hohle Schraubenspindel, welche über die Schraubenwelle geschoben ist und die großen Steuerstangendrücke auf großen Flächen sicher aufnimmt. Diese Spindel ist selbstsperrend und legt die Lage der Schraubenflügel genau fest. Ihr axialer Druck wird durch ein Kammlager aufgefangen, das unmittelbar neben dem Hauptdrucklager und mit diesem in einem Gehäuse liegt. Die großen Axialkräfte, die zwischen Schraubenwelle und Steuerstange wirken, werden also auf dem kürzesten Wege übertragen. Die Schraubenspindel wird durch eine Schnecke angetrieben. Die Schnecke liegt quer zur Schraubenwelle und kann durch eine Kegelräderkupplung mit der Welle verbunden werden. Die Uebertragung von der Welle auf die Schnecke ist symmetrisch zur Welle doppelt ausgeführt, und zwar einmal für das Steuern von vorwärts auf rückwärts und einmal für das Steuern von rückwärts auf vorwärts. Durch selbsttätige Anschläge am Schleifring wird die Kupplung in dem Augenblick ausgerückt, in dem die Flügel die verlangte Stellung erreicht haben. Die selbsttätigen Anschläge für vorwärts, stopp und rückwärts können während der Probefahrt eingestellt werden. Zwischenstellungen können nach Belieben mit der Hand eingestellt werden. Die ganze Umstellung von vorwärts auf rückwärts erfordert 20 sk. Wenn die Maschine steht, kann die Umsteuerung durch ein Handrad bewegt werden, das mittels Kette auf die Schneckenradwelle wirkt und durch axiale Verschiebung ausgeschaltet

werden kann. Die Kette treibt gleichzeitig eine Anzeigevorrichtung für die Flügelstellungen an.

Die Anlage wurde vor der Abnahme durch die Marinebehörde einer 24 stündigen Dauerprobe unter voller Belastung unterworfen. Fig. 10 zeigt den Versuchstand. Die Welle wurde durch Riemenübersetzung von einem Elektromotor angetrieben. Die großen Kugeldrucklager wurden durch Anziehen von Schraubenspindeln belastet. Der Druck wurde der einzelnen Zeiten der Umsteuerung ausgeschlossen ist, kann man die Festwerte nur durch Vergleiche auf Grund von Erfahrungen gewinnen. Man kann jedoch nur sehr ähnliche Schrauben miteinander vergleichen, sonst muß man zur Sicherheit größere Abmessungen wählen.

Die Grundplatte des Getriebes ist ein sehr dünnwandiger Rippenguß aus Mammut-Bronze, der wegen des verlangten geringen Gewichtes notwendig war. Das ganze Getriebe

Fig. 10.

Umsteuereinrichtung auf dem Versuchstande.

durch ein Dynamometer gemessen und betrug ungefähr das Doppelte des zu erwartenden Betriebsdruckes. Der gemessene Kraftbedarf entsprach genau den Vorausberechnungen, die Reibungszahlen usw. waren also richtig angenommen.

Im Schiff erhält das Getriebe eine weitere Belastung durch den Wasserdruck, der auf Grund von Vergleichen mit Schrauben ähnlicher Flügelform mittels des Aehnlichkeitsgesetzes ebenfalls vorausberechnet, aber nicht gemessen werden kann. Dieser Wasserdruck wirkt teilweise im Sinne der übrigen Kräfte und teilweise im entgegengesetzten Sinne. Es ist Sache des Konstrukteurs, die Flügel so auszubilden, daß die Summe möglichst klein wird. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß der Wasserdruck während der Umsteuerung seine Richtung ändert, da die Schraube zu Anfang die Maschinenkraft auf das Wasser, zu Ende aber das Fahrtmoment des Schiffes auf die Welle überträgt.

Eine weitere Schwierigkeit bei der Berechnung bietet die Bestimmung des Angriffpunktes der resultierenden Kraft an den Flügeln. Da bei diesen Schrauben von über 40 m/sk Umfangsgeschwindigkeit Hohlräume auftreten, ist das Aehnlichkeitsgesetz nicht mehr unbedingt gültig, vielmehr ist damit zu rechnen, daß sich der Druckpunkt von der Eintrittkante nach der Austrittkante verschiebt. Ferner hat die pheripheriale und radiale Veränderlichkeit der Steigung einen erheblichen Einfluß auf die Lage dieses Punktes.

Da eine zahlenmäßige Berechnung der Drücke während

einschließlich der über 10 m langen Wellenleitung, des Drucklagers und des Stevenrohres wiegt nur 3200 kg.

Im Gegensatze zu dieser Anlage hinsichtlich des Gewichtes steht die in Fig. 11 dargestellte sehr schwere Umsteuerschraube, die für mehrere Hochseefischerei-Fahrzeuge mit Dieselmaschinen von 80 PS_e von der Firma Theodor Zeise geliefert worden ist. Die Grundplatte, das Stevenrohr sowie die Trag- und Drucklagergehäuse bestehen aus dickwandigem Gußeisen. Alles ist möglichst einfach und sehr kräftig gehalten, wie es der schwere Betrieb und die ungeübte Bedienungsmannschaft erfordern. Umgesteuert wird durch ein Handrad, was für Maschinen bis höchstens 150 PS zulässig ist. Hierdurch gestaltet sich die Anlage natürlich wesentlich einfacher. Statt der Schneckenräder ist ein Stirnrädergetriebe eingebaut, das durch Ketten mit dem im Steuerhause befindlichen Handrade verbunden ist. Die Kugellager sind für diesen rauhen Betrieb durch Kammlager ersetzt.

Fig. 11.

Umsteuerschraube für eine Dieselmaschine von 80 PS.

Fig. 12 stellt eine normale Bauart von Umsteuerschrauben der Firma Theodor Zeise dar, wie sie für mehrere Beiboote von 40 und 20 PS_e der österreichischen Marine geliefert wurde. Sie zeigt, daß der Grundgedanke hierbei genau derselbe ist wie bei großen Leistungen. Nur die Säule für das Handrad ist unmittelbar auf dem Gehäusedeckel des Kugeldrucklagers angegossen. Bei allen Ausführungen findet man die hohle auf die Welle geschobene Schraubenspindel, die ich trotz des etwas höheren Preises

Fig. 12.

Umsteuerschrauben-Anlage für ein Motorbeiboot der k. k. österreichischen Marine.

Maßstab 1 : 40.

auch bei kleineren Booten bevorzuge, da sie die großen Steuerstangenkräfte sicher auf großen Flächen auffängt und sofort auf das Drucklager überträgt. Ferner bleibt sie selbstsperrend in jeder Stellung stehen und hat auch nach langem Gebrauch keinen toten Gang, wie Hebel mit Zapfen im Langloch und ähnliche Bauarten. Toter Gang in den Flügeln ist aber von großem Nachteil für den Betrieb, da eine genaue Regelung der Umlaufgeschwindigkeit unmöglich wird und der Flügel im Augenblick des Druckwechsels in eine andre Stellung hinüberschlägt.

Die Figuren 13 bis 15 stellen die drei Schrauben eines Unterseebootes von 1000 PS_e dar. Die mittlere vierflügelige Schraube ist in Fig. 14 auseinandergenommen zu sehen. Die Schraubenflügel werden nicht durch Kulissensteine und Zapfen gedreht, sondern durch ein Kurbelgetriebe,

Fig. 13.

Die drei Umsteuerschrauben für ein Unterseeboot von 1000 PS_e.

das in Fig. 15 deutlich zu sehen ist; es ist nicht ganz so kräftig wie die Kulissensteine, vermeidet aber die ebenen Gleitflächen. Auch diese Teile müssen natürlich aus bestem Baustoff bestehen.

In vielen Fällen sucht der Reeder besonders bei Nutzfahrzeugen mit Rücksicht auf die schlecht vorgebildete Bedienungsmannschaft und den schweren Betrieb Maschinenteile zu vermeiden, welche sorgfältige Wartung verlangen. Als ein solcher Maschinenteil muß aber bei sehr großen Leistungen der Schleifring angesehen werden, sowohl wenn er als Kugellager, als auch wenn er als Kammlager ausgebildet wird. Dieser Schleifring kann, wenn durch Maschinenkraft umgesteuert wird, durch eine besondere Anordnung umgangen werden, die von Theodor Zeise neuerdings ausgearbeitet worden ist. Hierbei läßt man das gesamte Getriebe mit der Welle umlaufen, und nur ein Rad wird festgeklemmt, wenn die Umsteuerung in Tätigkeit treten soll.

Diese Bauart bietet wirtschaftliche Vorteile für Leistungen von 100 bis 1000 PS. Bei kleineren Leistungen als 100 PS kommen Umsteuerschrauben mit Handbetrieb oder Wendegetriebe in Betracht. Bei Leistungen von mehreren tausend Pferdestärken dürften wohl alle Umsteuergetriebe heute noch auf Schwierigkeiten stoßen.

Bei der Umsteuerschraube wachsen die Stoffbeanspruchungen und Flächendrücke in der Nabe und in den Uebertragungsteilen und ergeben so eine obere Grenze für die Anwendung. Wenn man nicht unförmlich große Naben verwenden will, liegt diese Grenze bei den heutigen Mitteln der Technik zwischen 1000 und 2000 PS.

Fig. 14 und 15.
Mittelschraube für ein Unterseeboot von 1000 PS_e.

Fig. 14.

Fig. 15.

Zusammenfassung.

Es wird nachgewiesen, in welchem Umfange die technischen Schwierigkeiten, Flächendrücke, Stoffbeanspruchungen, Arbeitsbedarf usw. bei den Umsteuerschrauben mit den Abmessungen und Maschinenleistungen wachsen. Vorteile der Umsteuerschraube vor dem Wendegetriebe und der unmittelbaren Umsteuerung. Beschreibung einer von der Firma Theodor Zeise in Altona ausgeführten Umsteuerschraube für 2×600 PS_e normale Leistung mit Antrieb durch die Maschine und kleinerer Anlagen mit Handantrieb. Anwendungsgebiet der Umsteuerschraube.

Entwicklung, Aufgaben und Fortschritte des praktischen Messens der hohl- und vollzylindrischen Maschinenteile.[1])

Von **Friedrich Ruppert**, techn. Direktor der Werkzeugmaschinenfabrik Union, vorm Diehl, in Chemnitz.

(Vorgetragen im Chemnitzer Bezirksverein des Vereines deutscher Ingenieure)

Als eine Einleitung zur ersten Entwicklung des Werkstattmessens taucht eine Jugenderinnerung in mir auf. Sie hängt mit der Maßeinheit Millimeter zusammen, die in den 1850er bis 60er Jahren in den Schulen noch unbekannt war. Ich machte ihre erste Bekanntschaft als Lehrling in der damals kleinen, etwa 80 Mann beschäftigenden Werkzeugmaschinenfabrik von Joh. Zimmermann im Jahr 1858. Dort nannte der Obermeister diese Maßeinheit »Menemeter«.

Dieses neue Maß bedeutete für die Chemnitzer Werkstätten, wie man sich erst später bewußt wurde, einen großen Fortschritt gegenüber andern Werkstätten.

Vermutlich wurde es damals von den durch Richard Hartmann aus dem Elsaß nach Chemnitz gezogenen Schlossergesellen mitgebracht, zu denen auch der verstorbene Gründer der Union gehörte. Jedenfalls war das Metermaß mit seiner Einteilung bis zum Millimeter damals bereits das üblichste Maß des Maschinenbaues in Chemnitz, das zu dem Aufschwunge der Chemnitzer Maschinenindustrie mit beigetragen haben dürfte.

Der Millimeter bedingte bei seiner praktischen Anwendung ein Meßgerät, und auch dafür tauchte damals eine Neuheit auf: die Schublehre. Das war meist ein selbstgebautes und kunstvoll zusammengelötetes Ding, zuweilen aus Teilen, deren ehrlicher Erwerb aus dem Materialienlager der Fabrik nicht über alle Zweifel erhaben war. Leider wurden die gelöteten Schenkel bald locker und klafften am Fuß oder am Ende auseinander. Das konnte man prüfen, wenn man das kostbare Gerät vor den rötlichen Flammenschein der damals zur Beleuchtung der Werkstätten allgemein benutzten Rübölfunzel hielt. War der Lichtschein zwischen den Schnäbeln der Schublehre augenscheinlich parallel, so war man der beneidete Besitzer einer in der Werkstatt als sehr genau geschätzten Schublehre.

Auf Grund des Messens mit solchem Gerät machten in der Werkstatt das gebohrte Loch und die hineingesteckte Welle ziemlich passende Freundschaft miteinander. Was etwa noch fehlte, dem half das Einschmirgeln der Welle im Loch nach, und so erfüllten Welle und Lager ihren nachbarlichen Zweck zur allgemeinen Zufriedenheit. Man sagte dann: Die Welle ist gut in das Lager eingepaßt. Das Loch mußte bei diesem Arbeitsverfahren natürlich stets zuerst vorhanden sein. In Worten ausgedrückt bedeutete die Eigenschaft »gut eingepaßt«: »Die Welle muß im Durchmesser etwas kleiner als das Loch sein, aber nicht um soviel, daß sie im Loch wackelt«. Diese Paßformel enthält nichts Zahlenmäßiges. Daher war es fast selbstverständlich, daß die Welle keinen zahlenmäßig feststellbaren Durchmesser mehr hatte. Die letzten Meßfeinheiten kamen dem Tasterzirkel zu und wurden durch ein leichtes Anklopfen eines seiner Schenkel an einem festen Gegenstand gefunden. Etwas Zahlenmäßiges gab es dabei auch nicht. Das schadete aber damals nichts; nach dem Gefühl der probierenden Hand paßten Welle und Loch ineinander, und damit waren Erbauer und Käufer der Maschine zufrieden.

In diese idyllischen Zustände griff zuerst die Textilindustrie mit etwas strengerer Kritik ein. Die Abnehmer der Textilmaschinen hatten keine Werkzeugmaschinen, um Ausbesserungen oder Ergänzungen an den gekauften Maschinen selbst auszuführen. Sie verlangten daher von dem Maschinenbauer, daß ein nachgelieferter Teil zu dem früher gelieferten gut paßte. Die Beschränkung, daß eine inzwischen eingetretene Abnutzung nicht dem Fabrikanten zur Last fiel, mußte schon damals Platz greifen, wie auch der neuzeitliche Satz von der Austauschbarkeit der Teile einer Maschine heute und in aller Zukunft nur mit dieser Beschränkung gelten kann.

Man findet zwar immer wieder, daß Fabriken, die Meßgeräte herstellen, als einzigen Vorteil die Austauschbarkeit der hergestellten Werkstücke betonen, obgleich weit maßgebendere Gründe für die Einführung neuer Meßgeräte und -verfahren in den Werkstätten bestehen, als die Austauschbarkeit.

Der erste Grund ist die örtlich getrennte Fabrikation der Teile. Mit dem fortschreitenden Wachsen der Maschinen und der Fabriken war es vielfach unmöglich geworden, das Lager oder das Rad und die Riemenscheibe stets zur Welle oder die Welle stets zum Lager, zum Rad usw. hinzuschaffen und zusammenzupassen, sowie das eine Gegenstück stets vor dem andern fertigzustellen.

Ein zweiter Grund war, daß die Werkzeugmaschinen immer selbsttätiger und die Pausen zwischen den Einzelbearbeitungen der Werkstücke immer kürzer wurden. Es blieb also keine Zeit mehr übrig, um zwischen dem Beendigen der Arbeit an dem ersten Körper und dem Beginn der Arbeit an dem nächsten die Zwischenarbeit des Einpassens vorzunehmen.

Somit erforderten die räumliche Trennung und die Massenherstellung auf mehr oder weniger selbsttätigen Maschinen gebieterisch ein neues Meßverfahren, das gestattete, Vollkörper und Hohlkörper trotz völlig unabhängiger Herstellung im richtigen Paßverhältnis zueinander zu bearbeiten.

Die ersten hierfür bestimmten Geräte waren der bekannte Kaliberdorn für den zylindrischen Hohlkörper und der Kaliberring für den zylindrischen Vollkörper, Fig. 1. Mit der

Fig. 1

Kaliberdorn und Kaliberring.

Einführung dieser Geräte verlor die Reibahle ihre bisherige Doppelbedeutung als Werkzeug und Meßgerät. Sie war bis dahin das einzige festgelegte Maß für den Hohlkörper in der Werkstatt. Von jetzt ab also war sie nur noch, und mit Recht, Werkzeug. Die Rolle des Meßgerätes nahm ihr der Kaliberdorn ab, der dadurch zugleich Kontrollgerät für das Werkzeug Reibahle wurde. Man hatte erkannt: ein Werkzeug kann niemals auf die Dauer als Maß gelten; denn seine Schneiden unterliegen der Abnutzung durch den Gebrauch. Von jetzt ab waren Kaliberdorn und Kaliber das Mittel, um zueinander passende Teile räumlich getrennt herzustellen.

Bald aber zeigte sich, daß trotz der Messungen durch Einstecken des Kaliberdornes in das Lager und durch Ueberstecken des Kaliberringes über die Welle die Passung von Welle zu Lager immer noch bis zu gewissem Grade eine Gefühlssache des ausübenden Arbeiters blieb. Die Welle konnte immer noch um ein geringes Maß lockerer oder strammer in den Kaliberring hineingehen, ebenso wie der Kaliberdorn in das Loch.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Kaliberdorn und Kaliberring gaben also keinen unanfechtbaren Beweis dafür, daß die nach ihnen hergestellten zylindrischen Voll- und Hohlkörper richtig paßten.

Es handelte sich demnach darum, das Gefühl für das Paßverhältnis zwischen den zylindrischen Voll- und Hohlkörpern des Maschinenbaues auszuschalten und durch maßstäbliche Bestimmungen zu ersetzen. Zur Lösung dieser Aufgabe bedurfte es zunächst weit schärferer Beobachtungen als bisher, die folgendes ergaben:

1) Der Größenunterschied eines Hohlzylinders und eines darein passenden Vollzylinders kann um so kleiner sein, je feiner die Bearbeitung der beiden Oberflächen ist.

Hohe Vervollkommnung der Feinmeßgeräte für den Vollzylinder und vor allem die Erfindung der Meßmaschine (Brown & Sharpe, Reinecker und andre), die jedes Tausendstel Millimeter oder noch kleinere Maße anzeigt, waren notwendig, um festzustellen, daß der feinst geschliffene Vollzylinder im Durchmesser um mindestens 0,005 mm kleiner sein muß als der Hohlzylinder, damit er ohne Gewalt hineingleiten kann. Die mit dem feinsten Vorschub oder der Feinschlichtfeile abgedrehte Welle verlangt schon größeren Durchmesserunterschied gegen das gebohrte Loch. Sie bleibt, wenn sie überhaupt eingeführt werden kann, fest sitzen, wo der feingeschliffene Dorn noch beweglich ist. Damit sich die Welle im Loch drehen kann, müssen noch größere Durchmesserunterschiede vorhanden sein.

2) Hohl- und Vollzylinder von genau gleichem Durchmesser können nur gewaltsam ineinander eingeschlagen oder eingepreßt werden.

Die durch starke Pressung erreichte Endlage heißt Preßsitz; die durch kräftigen Schlag oder leichtes Aufpressen erreichte, z. B. beim Aufkeilen der Riemenscheiben und Räder, heißt Festsitz oder Straffsitz; die durch Einschieben des Vollkörpers in den Hohlkörper erreichte heißt Schiebesitz und die durch noch leichteres Einschieben erreichte drehbare Endlage heißt Laufsitz. Zu diesen Passungen gesellt sich im Maschinenbau noch der Schrumpfsitz, der eine Erwärmung, also eine künstliche Ausdehnung des Hohlzylinders vor dem Einführen des Vollzylinders voraussetzt.

Die beiden beweglichen Passungen, der Schiebesitz und der Laufsitz, müssen im Gegensatz zu den Passungen der Ruhe, dem Preß- und dem Straffsitz, nicht nur mit dem Größenunterschied der Körper, sondern auch mit der Schichtstärke des Schmieröles rechnen. Der Laufsitz muß oft noch die Umlaufzahl berücksichtigen; denn der höheren Umlaufzahl muß eine leichtere Passung entsprechen.

Der maßstäblichen Bestimmung der Größenunterschiede zwischen Vollzylinder und Hohlzylinder standen somit eine Reihe Schwierigkeiten entgegen, die nur durch lange Versuche überwunden worden sind. Bahnbrechend waren die in den Werkstätten von Ludwig Loewe & Co. in Berlin von Schlesinger vorgenommenen Versuche [1]).

Mit der Feststellung der Maße der Passungen war es nicht getan. Es galt noch, die gefundenen Zahlenwerte zuverlässig und wirtschaftlich, d. h. schnell auf das Werkstück zu übertragen. Sehr bald ergab die Praxis, daß es unmöglich ist, absolute Uebereinstimmungen von Werkstück und zahlenmäßig vorgeschriebenem Maß zu erzielen. Nur die Annäherung, und zwar eine mit den Fortschritten des Werkzeugmaschinenbaues steigende Annäherung des wirklichen Maßes an das vorgeschriebene ist erreichbar. Insbesondere erreicht das Schleifen der Oberflächen die höchste Uebereinstimmung.

So blieb für ein neues Meßverfahren nichts andres übrig, als zahlenmäßige Grenzwerte zu schaffen, innerhalb deren, am genauesten auf dem arithmetischen Mittel dasjenige Maß enthalten ist, das man am Werkstück erzeugen will. So entstand die Toleranzlehre oder die Grenzlehre.

Der Kaliberdorn und Kaliberring, Fig. 1, ist durch den Grenzlehrdorn, Fig. 2, und die Rachenlehre, Fig. 3, ersetzt; jede Grenzlehre ist keine einfache Maßdarstellung, wie z. B. ein Maßstab, sondern eine Darstellung von drei Maßen. Das Werkstückmaß ist an beiden Meßwerkzeugen nur in dem Stempel, aber nicht in Wirklichkeit vorhanden, und es wird dargestellt als arithmetisches Mittel eines Uebermaßes am einen Ende und eines Untermaßes am andern Ende der Lehre. Durch den eigentlich seltsamen Gedanken, das wirkliche Maß fehlen zu lassen, ist die Zwangläufigkeit des Meßverfahrens erzielt worden. Der Arbeiter und der Prüfer sind gezwungen, um das gewollte Maß am fertigen Werkstück festzustellen, nacheinander zwei Messungen vorzunehmen, die eine mit dem Ueber-, die andre mit dem Untermaß. Wenn sich z. B. die Welle leicht gleitend in das Uebermaß einführen, aber in das Untermaß überhaupt nicht einführen läßt, sind Arbeiter und Prüfer darin einig, daß die vorgeschriebene Passung erreicht ist.

Fig. 2. Grenzlehrdorn.

Fig. 3. Rachenlehre.

Zahlen für die Passungen und Spielräume sind verhältnismäßig selten veröffentlicht worden. Die maßgebende Grundlage bilden die erwähnten Schlesingerschen Versuche. Ein für die Praxis bestimmter Auszug daraus ist in einer Druckschrift von Ludwig Loewe & Co. enthalten. Diesen Veröffentlichungen ist die Darstellung der Passungen und Spielräume, Fig. 4, entnommen; sie zeigt die Grundsätze, welche durch die in Versuchen gefundenen Zahlenreihen zum Ausdruck kommen.

Fig. 4.

Die Aufgabe, solche Zahlen zu finden, liegt den Fabriken am nächsten, welche die Grenzlehren für den Verkauf herstellen. Nur einzelne größere Maschinenfabriken haben ihre auf eigene Versuche gegründeten Toleranztafeln, die nicht allgemein bekannt sind.

Die wichtigsten Grundzüge dieser Tafeln sind folgende:

1) Die Größen der Passungen und Spielräume sind für die verschiedenen Zweige des Maschinenbaues verschieden. Sie richten sich nach dem Grade der Genauigkeit, der nach dem Stande der Technik für den betreffenden Zweig erforderlich ist. Eine Transmissionswelle z. B. kann, sie darf sogar wegen der bei Fabrikbauten unvermeidlichen Ungenauigkeiten und der Nachgiebigkeit der Aufhängung nicht die Schärfe der Passung haben wie z. B. die Hauptarbeitspindel einer Werkzeugmaschine.

2) Den Verschiedenheiten in der Größe der Passungen dürfen die Spielräume (Toleranzen) nicht in gleichem Maße folgen. Eine Transmissionsfabrik kann z. B. recht wohl die Grenzen, zwischen denen das wirkliche Maß liegt, ziemlich ebenso eng halten wie eine Werkzeugmaschinenfabrik, dagegen muß der Durchmesserunterschied zwischen der Welle und ihren Lagern größer sein als bei der Werkzeugmaschine. Eine solche Welle wird die Eigenschaften vereinigen, daß sie leicht in ihren Lagern läuft und daß

[1]) s. Z. 1904 S. 1603 und Mitt. üb. Forschungsarb. Heft 18.

die Riemenscheiben an jeder Stelle gut festsitzen und rund laufen.

Anfänglich glaubte man, daß vom kleinsten bis zum größten Durchmesser eine bestimmte unveränderliche Größe des Durchmesserunterschiedes zwischen Vollzylinder und Hohlzylinder ausreichen würde. Es zeigte sich aber, daß die dünnere Welle dann verhältnismäßig loser in ihrem Lager lag als die mittelstarke und die starke Welle. Aehnliche Erfahrungen hat man mit den Spielräumen gemacht. Man läßt daher Passungen und Spielräume mit dem Durchmesser ansteigen, aber nicht gleichmäßig. Die Zunahme verschwindet beinahe bei den größeren Durchmessern für Straffsitz und Preßsitz.

Andre Zahlenreihen nehmen auch Rücksicht auf das ungleiche Bedürfnis der verschiedenen Zweige des Maschinenbaues, insbesondere beim Laufsitz, sowie darauf, ob eine Welle oder ein Zapfen nur in einem Lager oder in zwei oder in mehreren hintereinander liegenden, fest mit einem größeren Gußkörper verbundenen Lagern läuft.

Der durch das arithmetische Mittel der Gesamttoleranz gegebene Größenunterschied (die Passung) zwischen Voll- und Hohlzylinder steigt bei Durchmessern von 10 bis 200 mm in den Tafeln von A. Kirsch in Aschaffenburg

für den Laufsitz A . . . . von — 0,017 bis — 0,07 mm,
» » » B . . . . » — 0,027 » — 0,125 » ,
» » » C . . . . » — 0,04 » — 0,15 » ,
» » Festsitz . . von annähernd null » — 0,01 » .

Dagegen wachsen die Spielräume bei der gleichen Durchmesserreihe nur von 0,01 bis etwa 0,03 mm bei den Laufsitzen und von 0,015 bis 0,018 mm beim Festsitz.

Die Aufgaben des Grenzmeßverfahrens bestehen nicht nur im genauen Messen und in dem Erzielen guter Größenübereinstimmung der Werkstücke, sondern es muß auch gestatten, gut und billig zu fabrizieren. Das hängt nicht ausschließlich von der richtigen Wahl der Passungen und Spielräume ab, auch die Auswahl zwischen den beiden zur Verfügung stehenden Grenzmeßverfahren, nämlich Grenzmeßverfahren für die normale Welle, Fig. 5 und 6, und Grenzmeßverfahren für das normale Loch, Fig. 7 und 8, spielt dabei eine Rolle.

Fig. 5 und 6.
Grenzlehren für normale Welle.

Fig. 7 und 8.
Grenzlehre für normales Loch.

Da das wirkliche auf ganze Millimeter lautende Maß, Normalmaß, nicht an den Grenzlehren, sondern nur am fertigen Werkstück vorhanden ist, und die in Frage kommenden beiden Werkstücke, Vollzylinder und Hohlzylinder, niemals gleich groß, sondern stets um die Passung verschieden sind, so kann das Normalmaß nur entweder an der Welle oder am Loch vorhanden sein. Jedes der beiden Verfahren kann für gewisse Zweige des Maschinenbaues besser sein.

An vielen Textilmaschinen werden z. B. gleichartige Betriebsteile nebeneinander gereiht, die gleichzeitig gleichartige Bewegungen ausführen, z. B. werden auf einer Welle allerhand Räder, Hebel, Exzenter, Lager usw. angeordnet. Da ist es natürlich, diese verhältnismäßig lange Welle in einheitlichem Durchmesser auszuführen und diesen Durchmesser auf volle Millimeter zu bemessen, während man die Passungen in die verschiedenen auf der Welle sitzenden Teile verlegt, Fig. 9. Ganz ähnlich im Transmissionsbau, aber ganz anders im Werkzeugmaschinenbau, wo häufig kurze, große Kräfte übertragende Wellen vorkommen! Hier genügen die leichten Befestigungen des Textilmaschinenbaues durch Aufklemmen, Anbohren, leichtes Aufkeilen der Teile nicht, sondern man muß eingenutete Keile verwenden; außerdem sind im Werkzeugmaschinenbau in der Hauptsache geschlossene (nicht geteilte) Lager üblich. Da die Welle samt

Fig. 9.

dem Keil durch die Lager geschoben werden muß, wird sie mehrfach abgesetzt, Fig. 10. Auch mit Rücksicht auf die Abnutzung ist die abgesetzte Welle ein Erfordernis des Werkzeugmaschinenbaues; denn jeder Einzelabsatz gestattet, die Welle nachzudrehen, ohne die übrigen Teile zu beeinflussen, und das ausgelaufene Lager durch ein solches mit

Fig. 10.

etwas kleinerer Bohrung zu ersetzen. Wäre die Welle glatt, so müßte sie vollständig ersetzt werden. Aehnliche Erwägungen müssen in jedem Zweige des Maschinenbaues angestellt werden, bevor man sich zur Einführung eines oder des andern Grenzmeßverfahrens entschließt.

Der nachfolgenden Betrachtung über die Fortschritte der praktischen Ausführungen der Grenzlehren ist der Einfachheit wegen das Grenzmeßverfahren des Werkzeugmaschinenbaues, also für das normale Loch, zugrunde gelegt, und in den Abbildungen und Erläuterungen sind nur die häufigsten Passungen, der Lauf- und der Straffsitz, genannt.

Auch beim Grenzlehrverfahren hat sich eine Fehlerquelle gezeigt. Es gewährleistet zwar theoretisch innerhalb der gegebenen Spielräume die dauernde Maßgleichheit der angefertigten Teile, aber nur so lange, als keine Abnutzung durch den Gebrauch eintritt. Damit fällt die zuweilen zum Ausdruck kommende Meinung, eine Fabrik könne ohne weiteres die Genauigkeit ihrer Arbeiten erhöhen, indem sie Grenzlehren einführt. Jede Grenzlehre muß in Zwischenräumen, die sich nach der Häufigkeit der Benutzung richten, daraufhin nachgeprüft werden, ob die vorgeschriebenen Grenzmaße wirklich noch an der Lehre vorhanden, oder ob sie durch Abnutzung verändert sind. Unterläßt man solche Nachprüfungen, so kann man sehr herbe Enttäuschungen in bezug auf die Genauigkeit der Passungen gegenüber dem sorgfältigen Einpassen nach dem alten Verfahren erleben.

Gewisse Maße, die in einem Betriebe stets eingehalten werden sollen, müssen als Urmaße festgelegt sein, die niemals dem Gebrauch in der Werkstatt, sondern ausschließlich der Ueberprüfung der Lehren dienen. Solche Urmaße können nur aus Werkstätten für Feinmeßgeräte bezogen werden. Es gibt zweierlei Formen dafür, den Meßblock, Fig. 11, oder die Meßscheibe, Fig. 12, die je ein bestimmtes Maß darstellen. Mehrere Meßscheiben können auf einem als Handgriff ausgebildeten Bolzen aufgereiht werden, Fig. 13. Der Meßblock kann Ueber- und Untermaße vereinigen und nutzt sich weniger ab, weil die Maße an Flächen vorhanden sind, bei der Meßscheibe dagegen nur an Linien. Außerdem gibt es noch die Endmaße in einer Reihe feinster Dicken- oder Längenabstufungen, die gestattet, alle Urmaße, Normalmaße wie Passungsmaße und Grenz-

Fig. 11 bis 13.
Meßblock und Meßscheibe.

maße selbst zusammenzustellen. Solche Endmaßreihen werden z. B. in den Johannßonschen Werkstätten in Eskilstuna, Schweden, neuerdings auch von deutschen Fabriken geliefert. Mit den Johannßonschen Endmaßen[1]) kann man alle gewünschten Passungsmaße und Grenzmaße in Abstufungen von 0,005 mm zusammensetzen. Sie kosten in einem vollständigen Satz von 1,005 mm an bis 100 mm nebst dem verstellbaren Endmaßhalter 1700 *M*. Die Maße sind auf 20° C bezogen, während das Normalmeter der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt in Charlottenburg bei 0° richtig ist; die Maße zeigen also einen Größenunterschied von $20 \cdot 0{,}00096 = 0{,}00197$, rd. $^1/_{2000}$ mm, auf 1 m Länge. Dieser Unterschied ist im Maschinenbau belanglos, nicht aber in der Optik und der Feinmechanik.

Die Abnutzung äußert sich beim Ueber- und Untermaß in verschiedener Weise. Durch das häufige Einführen des Arbeitstückes zwischen die das Uebermaß darstellenden Meßschenkel der Rachenlehre erweitert sich der Rachen allmählich. Damit steigt das arithmetische Mittel zwischen Ueber- und Untermaß, d. h. die Wellen fallen in der Praxis nach und nach immer stärker aus, bis sie nicht mehr den nötigen Spielraum im Lager, im Rad, der Scheibe oder dem Hebel haben. Ganz anders verhält sich die Rachenseite des Untermaßes. Da das Werkstück nicht zwischen die beiden Schenkel hineingeht, so verändert sich die Rachenweite nicht, nur die Vorderkanten der beiden Schenkel unterliegen der Abnutzung, einer geringen Abrundung, denn sie stoßen jedesmal an das Werkstück an.

Wie beim Einschieben des Arbeitstückes in die Uebermaßseite der Rachenlehre, so findet auch beim Anstoß des Werkstückes an die Kanten der Untermaßseite eine gleichzeitige Berührung zweier Erzeugenden des Vollzylinders statt, aber diese Erzeugenden liegen nicht in einem Zentriwinkel von 180° zueinander, sondern in einem durch das Grenzmaß bestimmten kleineren Winkel. Dieser Winkel ist in die Darstellungen der Rachenlehren eingezeichnet. Daraus ergibt sich, daß nur sehr eng liegende Grenzmaße für das Messen geeignet sind, weil nur bei ihnen die letzten Nachbarlagen der unter 180° zueinander liegenden Erzeugenden des Vollzylinders von den Anstoßkanten der Untermaßseite der Rachenlehre erreichbar sind. Mit größerer Entfernung der Meßgrenzen würde die Untermaßseite der Rachenlehre ihre Verwendbarkeit verlieren, s. Fig. 14. Daß die Praxis dem Rechnung trägt, wird durch die Kleinheit der Steigerung der Spielraumgröße bei wachsenden Durchmessern bewiesen. Daher ist der Spielraum von 0,015 mm mit Recht als durchschnittlich angenommen; er hat wegen seiner Kleinheit theoretisch gute Meßeigenschaften, bietet noch nicht allzu große Schwierigkeiten für die Herstellung und wird auch von der Raumtemperatur und der Handwärme des Arbeiters noch nicht so schädlich beeinflußt, wie noch kleinere Spielräume.

Fig. 14.

Untermaß

Uebermaß

Bei der Untermaßseite der Rachenlehre bedeutet eine Abnutzung der Anstoßkante nur ein allmähliches Weiterrücken der Kanten nach dem Innern der Meßschenkel zu, sie ist also nicht schädlich. Versucht man nun, bei zweiteiligen Rachenlehren, Fig. 3, das ursprüngliche Uebermaß durch Ausglühen, Zusammenstauchen, Wiederhärten und Nachschleifen wiederherzustellen, so beschädigt man fast unvermeidlich die noch brauchbare Untermaßseite. Dieser Uebelstand besteht auch bei solchen einseitigen Lehren, Fig. 5 und 7, die durch die Vereinigung des Ueber- und Untermaßes in einem Schenkel eine Zeitersparnis beim Messen bieten, weil dem gleitenden Einführen in die Uebermaßseite der Anstoß an die Vorderkante der Untermaßseite unmittelbar folgt.

Man sucht diesen Nachteil zu vermeiden, indem man die Meßbacken gesondert in den Rachenbügel einsetzt, Fig. 15, und nachstellbar macht. Es ist notwendig, die Verstellbarkeit durch besondere Formen der Angriffpunkte für die anzuwendenden Schrauben oder Mutterschlüssel Unbefugten tunlichst zu erschweren. Allerdings nutzt die Verstellbarkeit nichts, wenn man die uneben gewordenen Uebermaßbacken nicht auch nachschleift. Man spart also nur die Zwischenarbeiten: Ausglühen und Härten. Bei einer Abart dieser Lehren, Fig. 16, hat man versucht, die Herstellung der Backen zu erleichtern und das Nachschleifen nach Abnutzung zu vermeiden. Diese Ausführung hat aber den Fehler, daß die Berührung beim Messen nur noch in Punkten, nicht in Linien erfolgt. Die Folge ist schnelle Abnutzung, die ein fortwährendes Nachprüfen der Meßgrenzen und Nachstellen der Backen erfordert.

Fig. 15 und 16.
Lehren mit eingesetzten Meßbacken.

28

Eine nicht gerade angenehme Beigabe der Grenzlehren ist, daß sie in ziemlich großer Zahl beschafft und daß diese großen Mengen auch wiederholt nachgeprüft werden müssen. Sind nicht genügend Grenzlehren vorhanden, so muß ein Arbeiter auf den andern warten. Diesem Nachteil sollen die Universal-Grenzlehren abhelfen, worunter die von Reinecker, Fig. 17, einen guten Ruf erlangt hat. Sie leistet, solange die Abnutzung keine Störungen verursacht, gute Dienste, setzt aber voraus, daß der Arbeiter sie jedesmal sorgfältig auf das Maß einstellt, was man nur von einem gewissenhaften Mann erwarten kann. Ihrer Verwendung sind daher gewisse Grenzen gezogen, und diese Beschränkung teilt sie mit allen verstellbaren Lehren, die leider das wieder einführen, was die feste Grenzlehre abschaffen sollte, nämlich die Abhängigkeit der Genauigkeit vom Arbeiter. Diese Unsicherheit will eine andre Art von stellbaren Universalgrenzlehren von Ahlig & Baumgärtel in Aschaffenburg, Fig. 18 und 19, beseitigen. Sie ist nur auf ganze Millimeter einstellbar, und sollte ursprünglich nicht als Grenzlehre, son-

Fig. 17. Universal-Grenzlehre von J. E. Reinecker.

0–50

Fig. 18 und 19.
Universal-Grenzlehre von Ahlig & Baumgärtel.

[1]) s. Z. 1908 S. 2068; 1909 S. 1116.

dern nur als eine Art Schublehre mit Zahnteilung und ohne Strichteilung ausgeführt werden, ferner haben die Schnäbel die breite Form der Rachenlehre. Das Gerät ist aus dem Bedürfnis hervorgegangen, die vollen Millimeter leicht zu treffen und die Abnutzung der Meßschenkel bei häufigem Messen zu verringern. Als ich die Lehre für unser Werk gekauft hatte, kam mir der Gedanke, man könne in die Meßschenkel ein Grenzmaß hineinschleifen. Die Sache gelang, und es wurden mehrere solche Lehren mit der Vorschrift gekauft, sie mit Grenzmaßen für die verschiedenen Sitzarten zu liefern. Solange keine Abnutzung eingetreten war, haben diese Lehren ihren Zweck gut erfüllt.

Fig. 20.

Rechenlehre.

Das allgemeine Werkstattmeßgerät kann die stellbare Grenzlehre niemals werden, sondern nur die feste Lehre. Man ist schließlich fast überall zur **einfachen** Rachenlehre mit einer einzigen Meßgrenze, also entweder mit dem Uebermaß oder mit dem Untermaß, Fig. 20, zurückgekehrt, die drei gute Eigenschaften hat: einfache Herstellung, verhältnismäßig geringe Empfindlichkeit gegen etwas rauhe Behandlung und halbe Wiederherstellkosten nach Abnutzung.

Für die fortschreitende Technik kann dies aber noch nicht die letzte Stufe der Vollkommenheit bedeuten; denn vor der umständlichen Wiederherstellung, dem Ausglühen, Stauchen, Wiederhärten und Nachschleifen, besteht eine gewisse Scheu, die dahin führt, daß man die Wiederherstellung länger hinausschiebt, als mit der Genauigkeit verträglich ist. Die Beseitigung dieser Schwäche setzte sich im Jahre 1902 eine feste, aber zerlegbare Grenzlehre von Emil Diehl in Chemnitz, Fig. 21 und 22, zum Ziel, deren ganze Wiederherstellung

Fig. 21 und 22.

Zerlegbare Grenzlehren von Emil Diehl.

nur noch im Nachschleifen der Innenseiten der Meßschenkel besteht. Der eigentliche Meßblock zwischen den beiden Schenkeln ist vor Abnutzung geschützt. In der Begeisterung nannte man diese Lehren »Ewigkeitslehren«. Sie haben auch ein volles Jahrzehnt gute Dienste geleistet.

Fig. 23.

Zerlegbare Grenzlehre von Dinklage.

Leider hatten sie den Fehler jeder Doppellehre, nämlich daß man beim Nachschleifen nicht nur die abgenutzte Innenfläche des Uebermaßes, sondern auch ihre Fortsetzung, die noch nicht abgenutzte Innenfläche des Untermaßes, wieder mitherstellen mußte. Ingenieur Dinklage in Chemnitz hat in seinen Werkstätten diesen Uebelstand durch Teilung der Doppellehre vermieden, Fig. 23.

Auch die Entwicklung der Lochlehre ist durch die Rücksicht auf die Abnutzung beeinflußt worden. Hier ist es aber umgekehrt das Untermaß, dessen Genauigkeit zuerst zerstört wird. Einige Fabriken versuchen diese Abnutzung zu verlangsamen, indem sie die Oberfläche des Untermaßes vergrößern, also den Meßzylinder verlängern, Fig. 24, während das Uebermaß sehr richtig durch einen verkürzten Zylinder dargestellt wird, der für lange Zeit ausreicht.

Ein fernerer guter Erfindungsgedanke findet sich an den Lochlehren, bei denen das Ineinanderbringen der scharfen kreisrunden Lochkante und der auch ziemlich scharfen kreisrunden Umfangskante der Lochlehre dadurch erleichtert wird, daß man den beiden Meßzylindern des Ueber- und Untermaßes ein kurzes kegelförmiges Ende vorsetzt, s. Fig. 24.

Fig. 24.

Lochlehre mit verlängertem Untermaß.

Schließlich kam man auf den Gedanken, ob diese Mittel nicht auf die Rachenlehren übertragbar wären. Das Bedürfnis, den Bestand an Rachenlehren der Werkzeugmaschinenfabrik Union wesentlich zu vergrößern, gab willkommene Gelegenheit, die erlangten Kenntnisse und Erfahrungen bei der Neuanfertigung vollständiger Sätze von Rachenlehren auszunutzen.

Nach dem bewährten Rezept für Neukonstruktionen von Maschinen, das ich in meinen früheren Vorträgen warm empfohlen habe, nämlich zunächst alle wünschenswerten Eigenschaften der neuen Sache, unbekümmert um die Möglichkeit der Ausführung, schriftlich zusammenzustellen, ergaben sich folgende Anforderungen:

Lange Dauer der Genauigkeit der Meßflächen. Hierfür einfaches Mittel: Vergrößerung der einer Abnutzung unterworfenen Meßflächen. Diese Vergrößerung soll nach dem Beispiel der Verlängerung bei der Lochlehre erfolgen, besteht demnach bei der Rachenlehre in einer Verbreiterung der Meßschenkel.

Die Verbreiterung bietet zugleich den Vorzug, sich der Arbeit der Schleifmaschine anzupassen; denn es besteht nicht mehr die Gefahr, kurze nebeneinanderliegende Durchmesserverschiedenheiten zu erhalten, wie bei der früheren Schlichtarbeit mit Handstichel und Feile; folglich macht die Verbreiterung der Meßflächen keine Meßschwierigkeit mehr, sondern sie gestattet, eine Zylinderfläche in ihrer ganzen Länge schnell zu überprüfen.

Ausführung in Einzellehren für Ueber- und Untermaß. Hierdurch Einfachheit der Meßflächen, die nur noch je eine durch Schleifen verhältnismäßig leicht herzustellende und nach Abnutzung ebenso leicht wieder herstellbare Ebene bilden.

Zerlegbarkeit der Lehren. Herstellung in möglichst wenigen Teilen. Die geringste Anzahl 4 sind das Meßschenkelpaar, der Meßkörper und eine Verbindungsschraube. Aus der Zerlegbarkeit ergibt sich die Verlegung des Spielraumes ausschließlich in den Meßkörper.

Leicht herstellbare Form des Meßkörpers, insbesondere mit genau parallelen Endflächen. Dem entspricht die auf der Drehbank herstellbare zylindrische Form mit ebenen Stirnflächen.

Gewährleistung der Parallellage der Meßschenkel durch die Art der Verbindung der Meßschenkel mit dem Meßkörper. Dem entspricht die zentrale Bohrung des Meßkörpers und die durchgesteckte kräftige Mutterschraube mit Sicherung des festbleibenden Anzuges durch zwei Muttergewinde in dem einen Meßschenkel und in der Gegenmutter. Durch so einfache, dabei maschinenmäßige, nicht feinmechanische Formen wird zugleich Empfindlichkeit gegen Beschädigungen ausgeschaltet. Aus der Verbindung mittels einer einzigen Schraube ergibt sich leichte Zerleg- und Wiederzusammensetzbarkeit.

Die bereits bekannten Erkennungszeichen für Ueber- und Untermaße (eingedrehte Ringe oder ringförmige Erhöhungen) sind möglichst augenfällig herzustellen. Dadurch werden Verwechslungen selbst bei eiligem Gebrauche ver-

hütet. Solche Zeichen wirken am besten, wenn sie nicht willkürlich sind.

Dadurch gelangen wir zu der meines Wissens neuen Forderung symbolischer Zweckformen für die einzelnen Teile der Rachenlehren. Diese Forderung soll nur besagen: Wenn man einen auch nur kleinen Vorteil an einer technischen Einrichtung ohne besondere Kosten anbringen kann, so soll man es unbedingt tun. Im vorliegenden Falle werden nichtssagende Außenformen durch praktische ersetzt, und zwar wie folgt:

Die Lehre für das Uebermaß, Fig. 25 und 26, soll durch ihre Einbuchtung in der Mitte des Meßkörpers sagen, daß

Fig. 25 und 26.

Lehre für Uebermaß, Laufsitz.

das zu messende Arbeitstück weit hinein zwischen die Meßschenkel der Lehre geführt werden soll. Die Ausbuchtung vermindert zugleich die Länge der Meßschenkel, so daß die Verbindungsschraube der Schenkel keine weit freitragenden Enden parallel zu erhalten hat. Die selbst für größere

Fig. 27 und 28.

Lehre für Untermaß, Laufsitz.

Durchmesser verhältnismäßig kurzen Meßschenkel erhöhen somit die Genauigkeit der Lehre auf billige Weise.

Bei der Lehre für das Untermaß, Fig. 27 und 28, soll dagegen die Erhöhung in der Mitte des Meßkörpers eine Warnung darstellen. Die Erhöhung soll dem Arbeiter vor Augen führen, daß eine Welle zu schwach, also unbrauchbar

Fig. 29 und 30.

Lehre für Uebermaß, Straffsitz.

ist, wenn sich ihr Umfang dieser Erhöhung sichtlich nahe bringen läßt.

Die Zweckformen für die am häufigsten vorkommenden Passungen, den Lauf- und den Straffsitz, sind nicht in den Meßkörpern enthalten, sondern in die Meßschenkel verlegt. Da die Welle sich beim Laufsitz drehen soll, so hat die beim Messen dem Auge des Arbeiters zugekehrte Seite des Meßschenkels unten Kreisform, s. Fig. 26 und 28, und da die Welle beim Straffsitz geradlinig in ihr Gegenstück eingetrieben wird, so ist die beim Messen dem Auge des Arbeiters zugekehrte Seite der Meßschenkel geradlinig, s. Fig. 29

Fig. 31 und 32.

Lehre für Untermaß, Straffsitz.

bis 32. Durch die Abgabe der Fertigbearbeitung an die Schleifmaschine ist endlich in der Neuzeit für den Dreher die Schrotlehre, Fig. 33 und 34, erforderlich geworden. Der Zweck dieser Lehre ist durch schrotgangähnliche Rillen am Halbrund der Meßschenkel versinnbildlicht.

Fig. 33 und 34. Schrotlehre.

Nach diesen Grundsätzen sind von der Union in etwa viermonatiger Arbeit 250 Lehren ausgeführt worden, die in 4 Gruppen auf die Schroterei, die Dreherei, die Schleiferei und den Prüfraum verteilt sind.

Zusammenfassung.

Die einfache, nur das Ueber- oder Untermaß enthaltende Grenzlehre eignet sich am besten für den fortgesetzten Gebrauch.

Symbolische Zweckformen sind ein einfaches Mittel, Verwechslungen der Lehren beim Gebrauch bezüglich der Sitzart, des Ueber- und Untermaßes vorzubeugen.

Das Zeitmaß der Abnutzung der Meßflächen steht im umgekehrten Verhältnis zur Breite der Meßschenkel bei der Rachenlehre, zur Länge des Meßzylinders bei der Lochlehre.

Häufigkeit der Benutzung und Prüfung sowie Wiederherstellung der ursprünglichen Genauigkeit der Meßflächen müssen im direkten Verhältnis stehen, wenn nicht schädliche Störung der Toleranzen eintreten soll, die den Zweck der Lehren vernichtet.

Zerlegbarkeit der Lehren ist ein praktisches Mittel, die Wiederherstellung der ursprünglichen Genauigkeit zu erleichtern und zu beschleunigen.

Die Grenzlehre gewährt dem Empfänger von danach gefertigten Erzeugnissen den Vorteil passenden Ersatzes, dem Benutzer der Lehren den Vorteil getrennter Massenerzeugung der hohl- und vollzylindrischen Maschinenteile.

Grenzlehren müssen in genügender Anzahl vorhanden sein, wenn der Doppelzweck, genau und zugleich wirtschaftlich günstig zu erzeugen, erreicht werden soll.

Zur Berechnung der Ladepumpen der Körting-Zweitaktgasmaschine.[1]

Von Dr.-Ing. **W. Borth**, Chemnitz.

Die Frage nach der Bemessung der Ladepumpen ist bei den Zweitaktgasmaschinen darum von so großer Wichtigkeit, weil die Größe der Ladepumpen nicht nur die Höchstleistung der Maschine, sondern auch die Größe der Pumpenarbeit, den Gasverbrauch auf die Einheit der Leistung und die Regulierfähigkeit beeinflußt. Eine Berichtigung falsch bemessener Ladepumpen ist meist nur durch kostspielige Umbauten möglich. Die Wirkungsweise der Ladepumpen steht in innigstem Zusammenhange mit dem Ladevorgang der Zweitaktmaschine, daher müssen bei der Ladepumpenberechnung die Vorgänge des Ladens soweit in Rücksicht gezogen werden, als sie in Anbetracht der Verhältnisse überhaupt zu übersehen sind. Die Berechnung der Ladepumpen ist aus diesem Grunde für Maschinen mit verschiedenen Ladeverfahren verschieden; zuweilen sind sogar Abänderungen in der Ladeweise bei derselben Maschinengattung hierauf von Einfluß. Die Frage nach der Ladepumpengröße ist schon öfters behandelt worden[2]; doch hat man dabei die Ladevorgänge bisher nicht genügend berücksichtigt, besonders bei der am meisten verbreiteten Zweitaktgasmaschine von Körting. Es ist daher im folgenden versucht worden, eine Berechnung der Ladepumpen der genannten Maschine auf Grund des ihr eigentümlichen Ladeverfahrens zu entwickeln. Selbstverständlich ist hierzu erforderlich, sich von den äußerst verwickelten und unerfaßbaren Strömungsvorgängen beim Laden ein vereinfachtes und anschauliches Bild zu machen, um alle maßgebenden Hauptumstände zu erkennen. Zur Berechnung der Ladepumpen sind dann dieselben vereinfachenden Annahmen notwendig, wodurch jedoch der praktische Wert einer solchen Berechnungsart nicht vermindert wird.

Bekanntlich werden bei allen Zweitaktmaschinen nach dem Auspuffen der Verbrennungsgase die im Zylinder verbliebenen Rückstände von ungefähr atmosphärischem Druck durch die neu eintretende Ladung ausgetrieben, und zwar unter Voranströmen einer gewissen Luftmenge, der sogenannten Spülluft. Diese Spülluft soll sowohl die Berührung des einströmenden Gasgemisches mit den heißen Rückständen und eine hierdurch mögliche Vorzündung verhindern als auch die Rückstände möglichst vollkommen austreiben. Aus dem letzten Grunde muß ein Teil der Spülluft durch die Auslaßschlitze gleichzeitig mit den Rückständen entweichen. Um Gemischverluste durch die Auslaßschlitze während des Ladens zu vermeiden, wird man anstreben müssen, mit dem Gemisch so weit als möglich von den Auslaßschlitzen entfernt zu bleiben. Man wird darum zur Sicherheit auch bei größter Belastung noch eine genügende Luftschicht vor dem Gemisch beim Abschluß der Auslaßschlitze im Zylinder vorgelagert lassen. Diese Luftschicht würde auch der vorgeschobenen Spülluft angehören.

Fig. 1.

Wirkungsweise der Körtingschen Gas- und Luftpumpen.

Bei der Körting Maschine dienen zum Einbringen der erforderlichen Luft- und Gasmengen die seitlich vom Kraftzylinder hintereinander angeordnete Luftpumpe und Gas-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Verbrennungskraftmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) s. Z. 1909 S. 503; ferner Dubbel, Großgasmaschinen, Berlin 1910, Julius Springer.

pumpe, Fig. 1. Die Pumpenkolben werden gemeinsam von einer besondern Kurbel angetrieben, die der Kraftkurbel um einen gewissen Winkel — meist 90 bis 110° — vorauseilt. Die beiden Pumpen fördern durch getrennte Kanäle, die erst unmittelbar über dem Einlaßventil in Verbindung stehen, in den Kraftzylinder. Diese Kanäle verlaufen zum Teil innerhalb des seitlichen Maschinenrahmens und weiter in den zu den Ventilgehäusen führenden Krümmern. Die Pumpen haben nicht nur den zum Einströmen der Ladung in den Zylinder erforderlichen Ueberdruck zu erzeugen, sondern sie dienen auch zur genauen Bemessung und zum richtigen Einbringen der für jeden Hub nötigen Luft- und Gasmengen; sie gehören somit auch zum Teil der Steuerung an. Das vorher erwähnte Voranströmen der notwendigen Spülluft wird z. B. dadurch erreicht, daß die Luftpumpe durch Einstellen einer größeren Füllung um einen bestimmten Kurbelwinkel früher zu fördern beginnt als die Gaspumpe, und zwar so zeitig, daß das Gas noch vor dem Oeffnen des Einlaßventiles im Gaskanal aus der Nähe des Einlaßventiles weggedrängt wird. Nach diesem Verfahren ist die Arbeitsweise der Pumpen in Fig. 1 gedacht. Beim Oeffnen des Einlaßventiles tritt also zuerst nur Luft in den Kraftzylinder, bis nach einer gewissen Zeit Gas und Luft gemeinsam, das Gemisch bildend, einströmen. Zur Regelung wird meist nur auf die Gaspumpe eingewirkt, so daß bei kleinerer Belastung die einströmende Gemischmenge kleiner ist, während dadurch die voreintretende Luftmenge und auch die im Zylinder verbleibende vorgelagerte Luftmenge größer wird.

In Fig. 1 ist der Zustand des Ladens für die hintere Kolbenseite in dem Augenblicke dargestellt, wo der rücklaufende Kraftkolben die Auslaßschlitze abschließt. Die Pumpenkolben befinden sich dann bereits nahe ihrer hinteren Todlage. Zur besseren Uebersicht ist die Luft durch Punkte, das Gas durch kleine Kreuze und die Rückstände durch kleine Sterne gekennzeichnet. Das Zusammenwirken des Kraftkolbens mit den Pumpenkolben ist aus den Druckdiagrammen zu erkennen, die über dem Kraftzylinder und unter den beiden Ladepumpen dargestellt sind. Die Kraftkurbel befindet sich 45° hinter der vorderen Todlage in der Stellung *KK* und die Pumpenkurbel in der Stellung *PK*, wofür hier 100° Voreilen angenommen ist. Das Einlaßventil öffnet 30° vor der Todlage und schließt 60° hinter der Todlage, ist also im betrachteten Augenblicke noch geöffnet. Für die zugehörigen Kolbenstellungen ist die Schubstangenlänge nicht berücksichtigt, damit sich die Mittelwerte zwischen der vorderen und der hinteren Zylinderseite ergeben. An der Hand der Pumpendiagramme läßt sich der Ladevorgang gut verfolgen, wenn sie gleichzeitig mit dem Kanaldruckdiagramm, dem Schwachfederdiagramm des Kraftzylinders (bezogen auf den Pumpenkolbenweg) und mit den Eröffnungsdiagrammen des Einlaßventiles und der Auslaßschlitze übereinander gezeichnet werden, Fig. 2. Auch das Kurbelwegdiagramm der betrachteten Drücke und Querschnitte, Fig. 3, gibt ein anschauliches Bild des Vorganges. Bei ausgeführten Maschinen geben diese Zusammenstellungen nach Indikatordiagrammen besonders wertvolle Aufschlüsse über den Verlauf des Ladevorganges.

Hinsichtlich der Größenverhältnisse der Ladepumpen kommen nun zwei zu bestimmende Werte in Frage, nämlich das Größenverhältnis der Luftpumpe zur Gaspumpe und das Größenverhältnis einer der beiden Pumpen zum Kraftzylinder. Beide Verhältnisse sind vom Heizwerte des verwendeten Gases sowie von Druck und Temperatur des Gases und der Luft abhängig. Da diese Werte unter dem Einfluß der Witterung und des Betriebes gewissen Schwankungen unterliegen, so ist es erforderlich und genügend, Mittelwerte in die Berechnung einzuführen.

Das Verhältnis der Pumpen zueinander ergibt sich in bekannter Weise aus der von Körting angegebenen Bedingung, daß das Mischungsverhältnis von Luft und Gas im einströmenden Gemisch während des Ladens unveränderlich sein soll. Obwohl diese Bedingung keine unbedingte Notwendigkeit ist, kann ihr eine gewisse Bedeutung für das gute Vermischen und Verbrennen nicht ohne weiteres abgesprochen werden.

Unter der vereinfachenden Annahme, daß während der Einströmung des Gemisches ein unveränderlicher Kanaldruck herrscht, sind die in jedem Augenblicke durch das Einlaßventil hindurchströmenden Luft- und Gasmengen gleich den von der Luft- und der Gaspumpe geförderten. Bezeichnet man die Kolbenfläche der Luftpumpe mit F_l, die der Gaspumpe mit F_g und ferner den gemeinsamen Kolbenhub im Zeitelement mit ds, so sind die geförderten Mengen $F_l\,ds$ und $F_g\,ds$, also ist das Raumverhältnis von Luft zu Gas im einströmenden Gemisch unveränderlich, und zwar gleich dem Verhältnis der Pumpenkolbenflächen $F_l : F_g$. Bei gleicher Ansaugetemperatur und gleichem Ansaugedruck, was in den meisten Fällen wenigstens angenähert zutrifft, ist auch infolge gleichen Kanaldruckes die Temperatur in beiden Kanälen gleich, und es ergibt sich das auf gleichen Zustand bezogene Mischungsverhältnis

$$m = F_l : F_g = V_l : V_g,$$

da wegen des gleichen Kolbenhubes beider Pumpen für das Kolbenflächenverhältnis auch das Verhältnis der Hubräume V_l und V_g gesetzt werden kann.

Tatsächlich trifft aber die Voraussetzung unveränderlichen Kanaldruckes während der Einströmung des Gemisches niemals zu, sondern wegen der Veränderung der Pumpenkolbengeschwindigkeit, des freien Ventilquerschnittes und des

Fig. 2.
Steuerungsdiagramme vom Ladevorgang.

Fig. 3.
Kurbelwegdiagramme.

Kraftzylinderdruckes ist während des Ladens auch der Kanaldruck veränderlich. Dadurch tritt infolge von Entspannung oder Verdichtung der Luft- und Gasmengen in den Kanalräumen eine Veränderung des Mischungsverhältnisses ein, die außer von den Druckschwankungen auch von der Größe der Kanalräume abhängig ist.

Der Rauminhalt der Kanäle, der von der Todpunktstellung des Pumpenkolbens bis zum Einlaßventil zu rechnen ist, sei für den Luftkanal V_{kl} und für den Gaskanal V_{kg}. Im Zeitelement betrage die durch das Einlaßventil strömende Luftmenge dQ_l, der vom Luftpumpenkolben verdrängte Raum $F_l\,ds$; ferner sei der vom Pumpenkolben bis zu seiner Todpunktstellung noch zu verdrängende Raum $F_l s_x$. In beiden Kanälen sinke der Druck in gleicher Weise von p auf $p - dp$. Nimmt man zwischen Gas- und Luftkanal über dem Einlaßventil Druckausgleich an und sieht also von dynamischen Wirkungen ab, so muß das am Beginn des Zeitelementes im Luftkanal und Pumpenraum befindliche Luftgewicht gleich dem am Schlusse des Zeitelementes in denselben Räumen befindlichen Luftgewicht sein zuzüglich des währenddessen durch das Einlaßventil entwichenen Luftgewichtes. Unter der Annahme adiabatischer Zustandsänderung ergibt sich hiernach für das entwichene Luftgewicht

$$dG_l = F_l \frac{ds\,p}{R_l T} + \frac{1}{\varkappa} \frac{V_{kl} + F_l s_x}{R_l T} dp,$$

worin $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ das Verhältnis der spezifischen Wärmen und R_l die Gaskonstante der Luft sind. Die entwichene Luftmenge dQ_l vom Druck p und der Temperatur T folgt hieraus unter Einführung des Hubraumes V_l und des Hubes s

$$dQ_l = V_l \frac{ds}{s} + \frac{1}{\varkappa}\left(V_{kl} + V_l \frac{s_x}{s}\right)\frac{dp}{p}.$$

In gleicher Weise ergibt sich für die einströmende Gasmenge vom gleichen Druck p und der Temperatur T der Wert

$$dQ_g = V_g \frac{ds}{s} + \frac{1}{\varkappa}\left(V_{kg} + V_g \frac{s_x}{s}\right)\frac{dp}{p}.$$

Das Verhältnis der spezifischen Wärmen $\varkappa$ ist für Luft und Gas sehr angenähert gleich. Nach Einsetzen von $\frac{V_l}{V_g} = m$ ergibt sich daher das Verhältnis der im Zeitelement einströmenden Luft- und Gasmengen von gleichem Zustande, also das augenblickliche Mischungsverhältnis

$$\mu = \frac{dQ_l}{dQ_g} = m - \frac{m\,dQ_g - dQ_l}{dQ_g}$$

$$= m - \frac{\frac{1}{\varkappa}(m V_{kg} - V_{kl})\frac{dp}{p}}{V_g \frac{ds}{s} + \frac{1}{\varkappa}\left(V_{kg} + V_g \frac{s_x}{s}\right)\frac{dp}{p}}$$

$$= m - \frac{m - \frac{V_{kl}}{V_{kg}}}{1 + \frac{V_g}{V_{kg}}\left(\frac{s_x}{s} + \varkappa \frac{p}{s} \frac{ds}{dp}\right)}.$$

Aus diesem Ausdruck ist ersichtlich, daß, wenn das Verhältnis der Kanalräume $V_{kl} : V_{kg} = m : 1 = V_l : V_g$ gewählt wird, das Mischungsverhältnis im einströmenden Gemisch unveränderlich gleich m bleibt, wie auch die Druckschwankungen verlaufen mögen. Ferner besagt die Gleichung, daß das Mischungsverhältnis sich um so mehr ändert, je mehr das Verhältnis der Kanalräume von m abweicht und je größer $\frac{dp}{ds}$ ist, d. h. je steiler die Druckkurve im Pumpenkolbenwegdiagramm abfällt. Durch richtige Bemessung der Kanalräume ist somit ein Mittel gegeben, den Einfluß von Druckschwankungen auf das Mischungsverhältnis zu beseitigen oder innerhalb zulässiger Grenzen zu halten. Besonders für hochwertige Gase ist das Ergebnis beachtenswert, und bei diesen sollte wegen des großen Pumpenverhältnisses auch das Kanalraumverhältnis groß bemessen werden. Von gewissem Einfluß auf das Mischungsverhältnis während des Einströmens werden zweifellos auch Schwingungen der Luft- und Gassäulen in den Kanälen sein; jedoch geht aus Indikatordiagrammen des Kanaldruckes hervor, daß diese Schwingungen bei der Körting-Maschine während der Ladeperiode meist nur unbedeutend sind.

Der Wert m des während des Einströmens beabsichtigten Mischungsverhältnisses, der also das Raumverhältnis der Ladepumpen bedingt, ist offenbar vom theoretischen Luftbedarf des Gases abhängig, der aus einer mittleren Analyse zu bestimmen ist. Beträgt die zur Verbrennung von 1 cbm Gas notwendige Luftmenge l cbm vom gleichen Zustande, und setzt man

$$m = (1 + \alpha)\,l,$$

so bedeutet α den im einströmenden Gemisch vorhandenen Luftüberschuß, dessen Wahl für das Pumpenverhältnis ausschlaggebend ist. Dieser Luftüberschuß α ist geringer zu wählen, als gewöhnlich zur vollständigen Verbrennung angenommen wird, weil noch ein Teil der im Zylinder verbleibenden Spülluft mit zur Verbrennung in Betracht kommt. Je geringer α gewählt wird, desto weiter liegt das einströmende Gemisch bei der Ladung von den Schlitzen entfernt, was zur Vermeidung von Gemischverlusten beiträgt. Dieses Vorteiles wegen könnte man versucht sein, α sogar negativ zu wählen, d. h. mit Luftmangel im Gemisch zu arbeiten. Ginge man hierin jedoch zu weit, so könnte bei größerer Anstrengung der Maschine infolge Luftmangels die Verbrennung schleichend und unvollkommen werden; außerdem würde für armes Gas die Gaspumpe übermäßig groß werden. Als mittlere Werte für α dürften sich daher wohl bei Hochofengas und Kraftgas

etwa $\alpha = 0$ bis $0{,}1$

und bei Koksofengas und Leuchtgas

etwa $\alpha = 0{,}1$ bis $0{,}2$

empfehlen.

Es ist nun die Frage nach dem Verhältnis einer der beiden Ladepumpen zum Kraftzylinder zu beantworten. Nach dem Ladevorgange steht die Größe der Luftpumpe in unmittelbarem Zusammenhang mit der Kraftzylindergröße, die Ladepumpenberechnung läuft darum auf die Festlegung der Luftpumpengröße hinaus.

Der Berechnung der Luftpumpe ist der Ladezustand bei größter Belastung zugrunde zu legen. Zur Bestimmung der für eine Ladung notwendigen Luftmenge werde der Zustand des Ladens in dem in Fig. 1 gekennzeichneten Augenblicke betrachtet, in dem die Auslaßschlitze gerade abgeschlossen worden sind. In diesem Zeitpunkte setzt sich die insgesamt von der Luftpumpe geförderte Menge aus folgenden Teilen zusammen:

1) aus der Luftmenge, die zum vollkommenen Austreiben der Rückstände als erster Teil der Spülluft durch die Schlitze entwichen ist,

2) aus der Luftmenge, die als zweiter Teil der Spülluft nach Abschluß der Schlitze im Zylinder verbleibt,

3) aus der Luftmenge, die das eingeströmte Gemisch enthält, wobei noch zu berücksichtigen ist, daß im betrachteten Zeitpunkte das Einströmen noch nicht ganz beendet ist.

Alle drei Luftmengen seien zum Vergleich auf den gleichen Zustand bezogen, und zwar auf die Temperatur T_a und den Druck p_a, den die Ladung im betrachteten Zeitpunkt im Zylinder haben möge. Ferner sollen die Mengen im Verhältnis zum Hubraum des Kraftkolbens V_h ausgedrückt werden.

Die erste Luftmenge, die bei höchster Belastung beim Austreiben der Rückstände entwichen ist, sei ϱV_h, wobei ϱ eine Erfahrungszahl ist. Daß diese Luftmenge bei geringerer Belastung infolge der insgesamt geringeren Lademenge geringer wird, kommt für die Berechnung nicht in Betracht. Nebenbei bemerkt, könnte man selbst zulassen, daß bei geringer Belastung, besonders wenn mit der Gasfüllung gleichzeitig auch die Luftfüllung vermindert wird, unter Umständen gar keine Spülluft durch die Schlitze entweicht, sondern sogar noch geringe Mengen von Rückständen im Zylinder verbleiben, was durchaus nicht nachteilig ist.

Zur Bestimmung der zweiten Spülluftmenge λV_h, die bei höchster Belastung noch im Zylinder zurückbleiben soll, führen folgende Erwägungen:

Bei einer vollkommenen Ladeweise müßte das Gemisch als geschlossene Masse im Zylinder derart vorgeschoben werden, daß es an keiner Stelle die Schlitze erreicht. Hierfür

wäre also in gewissem Sinne das Vorhandensein einer Schichtung, wenn auch nur für die Zeit des Ladens, Bedingung. Diese Schichtung braucht nur so verstanden zu werden, daß die Vermischung des eingeströmten Gemisches mit der Spülluft noch nicht soweit fortgeschritten ist, daß Gasteile bis zu den Schlitzen gelangt sind. Ferner sollten die Strömungsverhältnisse nicht so unregelmäßig sein, daß Gemisch unmittelbar durch die Schlitze entweicht oder Rückstände im Zylinder verbleiben. In welchem Maß eine solche Schichtung durch zweckmäßige Ausbildung der Zylinderkopfform, z. B. nach der von Körting angegebenen Konstruktion, erreicht oder begünstigt wird, soll hier nicht erörtert werden. Jedenfalls ist diese Schichtung während des Ladens aus dem erwähnten Grunde mit allen Mitteln anzustreben. Eine Vermischung des eingeströmten Gemisches mit der Spülluft findet selbstverständlich auch schon während des Ladens statt. Im Verlaufe des gesamten Kolbenrückganges wird diese Vermischung sogar ziemlich innig erfolgen, zumal der Betrag der verbleibenden Spülluft nur gering ist. Diese Luftmenge steht daher auch noch als Verbrennungsluft zur Verfügung und ist mithin zum Luftüberschuß der gesamten Ladung zuzurechnen. Hiernach kann die Menge der verbleibenden Spülluft λV_h aus der Forderung bestimmt werden, daß für die gesamte Ladung ein zur praktisch günstigsten Verbrennung erforderlicher Luftüberschuß β vorhanden ist. Diese Luftmenge ist jetzt von der bei Höchstbelastung einzuführenden Gemischmenge V_m abhängig.

Zur Ermittlung dieser Gemischmenge werde der Inhalt des Verdichtungsraumes im Kraftzylinder mit εV_h und der bis zum Abschluß der Schlitze vom Kolben durchlaufene Raum mit σV_h bezeichnet. Dann ist im betrachteten Augenblick der Rauminhalt des Kraftzylinders $(1+\varepsilon-\sigma)\,V_h$ (vergl. Fig. 1). Da das Einlaßventil erst eine gewisse Zeit nach Abschluß der Schlitze geschlossen wird, wird noch Gemisch nachgeladen. Allerdings ist der Betrag dieser Gemischmenge bei den meisten Ladeverfahren wegen der niedrigen Pumpendrücke nur gering, weil das Einlaßventil höchstens bis zu dem Zeitpunkte geöffnet sein darf, wo die Verdichtung im Kraftzylinder den Kanaldruck erreicht; andernfalls würde Gemisch durch das Einlaßventil nach den Kanalräumen zurücktreten. Man kann die nachträglich einströmende Gemischmenge in der Berechnung als Bruchteil der gesamten Gemischmenge V_m durch die Bezeichnung $q\,V_m$ berücksichtigen. Die bei jedem Hub in den Kraftzylinder einströmende Gemischmenge ist dann

$$V_m = \frac{1+\varepsilon-\sigma-\lambda}{1-q}\,V_h$$

bei dem Druck p_a und der Temperatur T_a. Von dieser Menge entfallen gemäß dem Pumpenverhältnis $\frac{m}{1+m}$ Raumteile auf Luft und $\frac{1}{1+m}$ Raumteile auf Gas. Die gesamte Luftmenge im Zylinder ist somit $\frac{m}{1+m}V_m+\lambda V_h$. Soll nun nach Vermischung des Gemisches V_m mit der Luftmenge λV_h der Luftüberschuß β, also das Verhältnis der Luftmenge zur Gasmenge $(1+\beta)\,l$ betragen, so ergibt sich zur Bestimmung von λ die Beziehung

$$(1+\beta)\,l = \frac{\frac{m}{1+m}V_m+\lambda V_h}{\frac{1}{1+m}V_m}$$

$$= m+\lambda\,(1+m)\,\frac{V_h}{V_m}.$$

Hieraus folgt nach Einsetzen des Wertes für V_m:

$$(1+\beta)\,l = m+\frac{\lambda\,(1+m)(1-q)}{1+\varepsilon-\sigma-\lambda}$$

und ferner das gesuchte Verhältnis λ der im Zylinder verbleibenden Spülluftmenge zum Kraftkolbenhubraum

$$\lambda = \frac{(1+\varepsilon-\sigma)(l+\beta l-m)}{(l+\beta l-m)+(1-q)(1+m)}.$$

Setzt man hierin noch für $m=(1+\alpha)\,l$ ein, so wird

$$\lambda = \frac{1+\varepsilon-\sigma}{1+\frac{1-q}{\beta-\alpha}\left(1+\alpha+\frac{1}{l}\right)}.$$

Nach Ausrechnung von λ wird der dritte Teil des Gemisches gefunden:

$$\frac{m}{1+m}\,V_m = \frac{m}{1+m}\,\frac{1+\varepsilon-\sigma-\lambda}{1-q}\,V_h.$$

Nimmt man zur Lieferung der gesamten Luftmenge einen Luftpumpenhubraum $\varphi\,V_l$ an, wo φ den Lieferungsgrad bedeutet, und bezieht die zu fördernde Luftmenge auf den atmosphärischen Druck p_b und die Temperatur T_b, die die angesaugte Luft im Luftpumpenzylinder bei dem Druck p_b hat, so folgt für den Hubraum der Luftpumpe schließlich:

$$V_l = \frac{1}{\varphi}\left[\varrho+\lambda+\frac{m}{1+m}\,\frac{1+\varepsilon-\sigma-\lambda}{1-q}\right]\frac{p_a\,T_b}{T_a\,p_b}\,V_h.$$

Bezüglich der Festwerte in dieser Formel wäre noch folgendes hinzuzufügen.

Die Zahl ϱ, die sich auf die entwichene Spülluftmenge bezieht, ist tunlichst gering zu wählen, um geringe Pumpenarbeit zu erhalten. Anderseits muß auch bei größter Belastung die Gefahr von Zündungen während des Ladens sicher vermieden werden, ferner müssen die Rückstände vollkommen ausgetrieben werden. Bei leicht entzündbaren Gasen wird darum die Spülluftmenge, also auch ϱ, größer zu wählen sein, als bei schwer entzündbaren Gasen. Als Anhalt zur Berechnung dürfte ungefähr angenommen werden:

für Hochofengas und Kraftgas $\varrho = 0{,}2$ bis $0{,}4$
und » Koksofengas und Leuchtgas $\varrho = 0{,}4$ » $0{,}6$.

Eine nachträgliche, wenn auch nur geringe Vergrößerung der Spülluftmenge kann man im Betriebe dadurch erreichen, daß man für den Lieferungsgrad φ einen geringeren Wert annimmt, als dem ganzen Pumpenhube entspricht, was natürlich nur bei gesteuerten Saugorganen der Pumpe möglich ist. Allerdings werden durch diese Maßnahmen beide Pumpen entsprechend größer. Wie die Diagramme, Fig. 2 und 3, zeigen, ist eine stärkere Verminderung der Luftpumpenfüllung für gewisse Ladeverfahren auch darum nicht ratsam, weil hierdurch die vor Eröffnung des Einlaßventiles in den Kanalraum geförderte Luftmenge verringert, mithin das Zurückdrängen des Gases vom Einlaßventil verschlechtert wird. Infolge der Rückexpansion und der Ansaugewiderstände kann der Lieferungsgrad der Luftpumpe im Höchstfalle nur etwa

$$\varphi = 0{,}95 \text{ bis } 0{,}98$$

betragen. Aus dem erwähnten Grunde wird man aber bei gesteuerten Saugorganen wohl nur

$$\varphi = 0{,}85 \text{ bis } 0{,}93$$

wählen.

Die Zahlen ε für den Verdichtungsraum des Kraftzylinders und σ für den vom Kraftkolben bis zum Schluß der Schlitze durchstrichenen Raum sind durch die festgelegte Konstruktion des Kraftzylinders gegeben. Für den bei der Höchstbelastung in der gesamten Ladung erforderlichen Luftüberschuß β, von dem der Wert λ abhängt, gilt wie für ϱ, daß er bei hochwertigen Gasen größer zu wählen ist als bei armen. Der Grund ist, daß die durch zu heftige Verbrennung verursachten Triebwerkstöße und die auf den Zylinderkopf schädlich wirkenden hohen Verbrennungstemperaturen vermieden werden sollen. Für die Berechnung können

$\beta = 0{,}2$ bis $0{,}4$ bei armem Gas und
$\beta = 0{,}6$ » $1{,}0$ » hochwertigem Gas

gewählt werden.

Die Zahl q, die das Nachladen nach Abschluß der Schlitze berücksichtigen soll, hängt von der Höhe des Kanaldruckes, dem bei Abschluß der Schlitze im Zylinder herrschenden Druck p_a und ferner vom Verlauf und vom Schlußzeitpunkt der Einlaßventilbewegung ab. Aus einer Zusammenstellung indizierter Diagramme nach Art der Figur 3 kann q angenähert geschätzt werden. Für gewöhnliche Verhältnisse ist q nur gering, etwa

$$q = 0 \text{ bis } 0{,}1.$$

Der Druck p_a, der im Zylinder im Augenblick des Schlitzabschlusses herrscht, ist besonders von der Anordnung der Auspuffrohrleitung abhängig, beträgt aber meist nur wenig mehr als der äußere Luftdruck p_b. Im Mittel kann man

$$p_a = p_b + 0{,}05 \text{ bis } p_b + 0{,}15 \text{ kg/qcm}$$

annehmen.

Im Unklaren könnte man in betreff der Temperatur T_a sein, da hierüber für Zweitaktmaschinen keine einwandfreien Versuche vorliegen. Da aber bei Viertaktmaschinen die Temperatur im Zylinder am Schluß des Ansaugens der Ladung etwa 375 bis 400° abs. beträgt, so läßt sich mit Rücksicht auf die etwas günstigeren Umstände bei Zweitaktmaschinen die Temperatur

$$T_a = 350 \text{ bis } 375^0 \text{ abs.}$$

für den Zweck der vorliegenden Berechnung genau genug schätzen.

Der Luftdruck p_b ist durch den mittleren Barometerstand des betreffenden Ortes gegeben. Die Temperatur T_b in der Pumpe ist entsprechend der äußeren Lufttemperatur veränderlich und müßte als Mittelwert angenommen werden. Sie beträgt infolge Erwärmung durch Reibungswiderstände und durch Berührung mit der erwärmten Pumpenwandung aber etwas mehr als die Temperatur des Raumes. Für mittlere Verhältnisse wird etwa

$$T_b = 285 \text{ bis } 295^0 \text{ abs.}$$

sein.

Die Ansaugetemperatur in der Gaspumpe wird auch durch die Temperatur der äußeren Luft beeinflußt. In den meisten Fällen wird die Gastemperatur nicht wesentlich von der Lufttemperatur abweichen, was hier bei der Bestimmung des Pumpenverhältnisses angenommen war. Besonders große Unterschiede der beiden Temperaturen, die vielleicht bei hoher Temperatur des rückgekühlten Wassers in der Gasreinigungsanlage auftreten könnten, lassen sich beim Festlegen des Pumpenverhältnisses berücksichtigen. In diesem Falle dürfte auch der größere Feuchtigkeitsgehalt des Gases nicht außer acht gelassen werden.

Nachdem hiermit alle Zahlen klargelegt sind, die zur Berechnung der Pumpen gebraucht werden, sollen im folgenden noch als Beispiel die Größenverhältnisse der Pumpen für Hochofengasbetrieb nach dieser Berechnungsweise bestimmt werden. Um die Abhängigkeit der einzelnen Größenverhältnisse vom Heizwerte des Gases zu veranschaulichen, soll die Berechnung für verschiedene Heizwerte erfolgen.

Der Luftbedarf des Hochofengases wäre dem Heizwerte genau proportional, wenn der Heizwert nur von Kohlenoxyd herrühren würde; dann würde der Luftbedarf für 1 cbm Gas $0{,}00077\,H$ cbm Luft betragen, wo H den Heizwert des Gases für 1 cbm bei 0° C und 760 mm Q.-S. bezeichnet. Da im Hochofengase von sonstigen brennbaren Bestandteilen nur geringe Mengen vorhanden sind, nämlich Wasserstoff nur im Mittel etwa 3 vH und Methan nur etwa 0,5 vH, so wird die Proportionalität des Luftbedarfes sehr angenähert bestehen bleiben. Der Fehler, der dadurch entsteht, daß man an Stelle von Wasserstoff eine dem Heizwert entsprechende Menge Kohlenoxyd annimmt, ist darum besonders geringfügig, weil der untere Heizwert des Wasserstoffes nicht sehr von dem des Kohlenoxydes verschieden ist und ferner der Luftbedarf für 1 cbm für beide Gase gleich ist. Der zweite Fehler durch Vernachlässigung des Mehrbedarfes an Luft infolge des geringen Methangehaltes fällt ebenfalls nur wenig ins Gewicht, weil hier dem höheren Heizwerte gleichzeitig ein größerer Luftbedarf entspricht. Auf gleichen Heizwert umgerechnet, würde der Luftbedarf des Methans zu dem des Kohlenoxydes im Verhältnis von 1 : 0,7 stehen, während das Verhältnis für Wasserstoff 1 : 0,84 beträgt. Zum Ausgleich beider Fehler kann man den Luftbedarf etwas erhöhen und mithin für Hochofengas einen Luftbedarf von etwa

$$l = \text{rd.}\ \frac{7}{9} \cdot 10^{-4}\, H_u$$

annehmen, worin H_u der untere Heizwert bei 0° und 760 mm Q.-S. ist.

Der Berechnung der Pumpen sind nun weiter nachstehende Festwerte zugrunde gelegt:

$$\alpha = 0{,}05$$
$$\beta = 0{,}25$$
$$\sigma = 0{,}146$$

(entsprechend einem Kurbelwinkel von 45°)

$$\varepsilon = 0{,}213$$

(entsprechend einem Verdichtungsverhältnis von 1 : 5 unter Berücksichtigung der Schlitzlänge)

$$\varrho = 0{,}25$$
$$q = 0{,}05$$
$$\varphi = 0{,}90$$
$$T_a = 370^0 \text{ abs.}$$
$$p_a = 1{,}1 \text{ kg/qcm abs.}$$
$$T_b = 290^0 \text{ abs.}$$
$$p_b = 1{,}0 \text{ kg/qcm abs.}$$

Die hiernach mit Hülfe des Rechenschiebers berechneten Werte für l, $m = \frac{V_l}{V_g}$, λ, $\frac{V_l}{V_h}$ und $\frac{V_g}{V_h}$ sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt.

Zahlentafel 1.

unterer Heizwert des Gases bei 0° C und 760 mm Q.-S. H_u WE/cbm	theoretischer Luftbedarf für 1 cbm Gas l cbm	Verhältnis der Luftpumpengröße zur Gaspumpengröße $\frac{V_l}{V_g}$	Verhältnis der im Zylinder verbleibenden Spülluft zum Kraftzylinderhubraum λ	Verhältnis der Luftpumpengröße zur Kraftzylindergröße $\frac{V_l}{V_h}$	Verhältnis der Gaspumpengröße zur Kraftzylindergröße $\frac{V_g}{V_h}$	erreichbarer mittl. ind. Kraftzylinderdruck bei 25 vH Luftüberschuß und 2000 WE/PS$_i$-st p_i kg/qcm
600	0,467	0,491	0,065	0,635	1,293	4,50
700	0,544	0,572	0,072	0,675	1,180	4,93
800	0,622	0,653	0,078	0,710	1,086	5,35
900	0,700	0,735	0,084	0,742	1,008	5,69
1000	0,778	0,818	0,089	0,770	0,940	6,00
1100	0,856	0,900	0,093	0,796	0,884	6,29

In dieser ist ferner noch der erreichbare mittlere indizierte Kraftzylinderdruck p_i eingetragen, der aus der im Zylinder befindlichen Gasmenge unter Zugrundelegung eines Wärmeverbrauches von 2000 WE/PS$_i$-st berechnet werden kann. Diese Werte sind zur besseren Uebersicht noch in Fig. 4 dargestellt.

Fig. 4.

H_u unterer Heizwert in WE bei 0° C und 760 mm Q.-S.

V_h Hubraum des Kraftzylinders
V_l » der Luftpumpe
V_g » der Gaspumpe
p_i mittlerer indizierter Druck bei 25 vH Luftüberschuß und 2000 WE/PS$_i$-st

Die in Zahlentafel 1 enthaltenen Größenverhältnisse sollen keineswegs als günstigste Werte gelten; denn bezüglich der Erfahrungszahlen stehen genauere Versuchsergebnisse noch

nicht öffentlich zur Verfügung. Es war auch nur bezweckt, den Gang einer eingehenderen Berechnung der Ladepumpen anzugeben und zur Ergänzung durch ein Zahlenbeispiel für etwa mittlere Verhältnisse zu erläutern. Die besprochene Berechnungsart würde auch geeignet sein, bei einschlägigen Versuchen Aufschlüsse zu geben.

Zusammenfassung.

Unter Berücksichtigung des der Körting-Zweitaktgasmaschine eigentümlichen Ladeverfahrens wird ein Berechnungsverfahren für die Ladepumpen dieser Maschine abgeleitet und für ein Beispiel mit Hochofengas von verschiedenen Heizwerten verwendet.

Anwendung der Kinematographie zur Ermittlung der Stoßkraft bei Schlagversuchen.[1]

Von Dr.-Ing. **Walter Höniger**.

Die im nachfolgenden beschriebenen Versuche sind bereits in dieser Zeitschrift von R. Plank in den »Betrachtungen über dynamische Zugbeanspruchung«[2] erwähnt worden. Plank weist dort auf die Wichtigkeit der Schlagversuche im allgemeinen hin. Die Schlagversuche haben aber trotz ihrer anerkannten Bedeutung noch nicht so allgemeine Anwendung bei Liefervorschriften für Baustoffe gefunden wie die statischen Festigkeitsversuche. Das liegt zuletzt auch daran, daß Vorrichtungen zum Aufzeichnen der Stoßkräfte und eines Arbeitsdiagrammes bei Schlagwerken fehlen, während sie für statische Versuche bei den bekannten Materialprüfmaschinen vorhanden sind. Zweck der vorliegenden Versuche war, ein einfaches Verfahren auszubilden, das gestattet, den Verlauf der Stoßkraft in Abhängigkeit von der Stoßzeit oder von dem Deformationsweg aufzuzeichnen. Die Versuche wurden in den Jahren 1909 und 1910 auf Anregung von Prof. Martens im Kgl. Materialprüfungsamt zu Groß-Lichterfelde ausgeführt. In bezug auf die Erörterung der erhaltenen Kurven sei auf die Dissertation »Ein Verfahren zur Ermittlung des Verlaufes der veränderlichen Stoßkraft bei Stauchversuchen«, Berlin 1910, hingewiesen. Hier soll im wesentlichen nur der Versuchsvorgang beschrieben werden; er beruht auf einer Anwendung der Kinematographie, die sich mit geringen Aenderungen auf viele ähnliche Untersuchungen anwenden lassen dürfte.

Es fehlt nicht an Bestrebungen in den letzten zwei Jahrzehnten, den Schlagvorgang entweder mit mechanischen oder photographischen Mitteln aufzuzeichnen. Die Grundlage fast aller dieser Versuche war, eine Kurve $s = f(t)$ entstehen zu lassen, die die Wege s des Bären während des Stoßvorganges in Abhängigkeit von den zugehörigen Zeiten t angibt, Fig. 1. Ist diese Kurve in hinreichender Größe gegeben, so können punktweise für jedes Zeitteilchen Δt die Geschwindigkeit des Bären $v = \frac{\Delta s}{\Delta t}$, die Verzögerung $b = \frac{\Delta v}{\Delta t}$ und — da $m\,b = P$, m = Masse des Bären — auch die Kraft P gefunden werden, welche die Geschwindigkeitsänderung des Bären verursacht hat und dem Widerstand des Probekörpers beim Schlage entspricht. So entstehen aus der ursprünglichen Kurve $s = f(t)$ die Kurven $v = f(t)$, $b = f(t)$, $P = f(t)$ und schließlich aus dieser und der ursprünglichen die Kurve $P = f(s)$, welche die gesuchte Stoßkraft P in Abhängigkeit von dem Deformationsweg zeigt und den bei statischen Versuchen erhaltenen Diagrammen entspricht.

Die Schwierigkeiten beim Aufzeichnen der ursprünglichen Kurve $s = f(t)$ entstehen einmal aus der kurzen Dauer des Vorganges — bei Schlagversuchen mit zylindrischen Stauchproben aus Stahl an einem Pendelhammer ergaben sich im Mittel 0,0013 sk — und dann aus den verhältnismäßig großen Geschwindigkeiten und Geschwindigkeitsänderungen. Zum Aufschreiben von Bewegungsvorgängen, deren Geschwindigkeit im allgemeinen 1 m/sk nicht überschreitet und in den meisten praktischen Fällen erheblich unter diesem Werte bleibt, dienen mechanische Hülfsmittel, die auf dem Grundgedanken des Indikators mit Schreibstift beruhen. Diese Mittel zeigen sich aber bei größeren Geschwindigkeiten und starken Beschleunigungen infolge ihrer Massenträgheit als unzulänglich. Hier hat sich die Photographie als vorzügliche Aushülfe erwiesen. Ihr Anwendungsgebiet ist fast unbegrenzt, wo es sich darum handelt, rasch verlaufende und verwickelte Bewegungsvorgänge in ihren einzelnen Stufen festzuhalten; sie ist u. a. erfolgreich beim Untersuchen des Vogelfluges und der Geschoßwirkungen benutzt worden.

Fig. 1.

Darstellung der den Stauchvorgang kennzeichnenden Kurven.

Man kann im allgemeinen auf zweierlei Art verfahren und entweder, wie bei den Kinematographen, in schneller Aufeinanderfolge eine Reihe von Einzelaufnahmen des bewegten Körpers machen oder einen gleichförmig ablaufenden Film benutzen, der während der ganzen Dauer des Vorganges belichtet wird. Im ersten Fall entsteht zwischen jedem Bild eine kurze Pause, während deren der Vorgang unaufgenommen bleibt. Daher wird man bei sehr kurzer Gesamtdauer des ganzen Vorganges und zur Aufnahme von fortlaufenden Kurven das zweite Verfahren wählen.

Von den früheren Versuchen auf diesem Gebiete seien die von Hatt[1]) und Dunn[2]) erwähnt, weil sie für die Ausbildung des vorliegenden Verfahrens von besonderm Einflusse waren und am einfachsten zum Verständnis der Sachlage dienen.

Hatt benutzte mechanische Hülfsmittel zum Aufzeichnen von $s = f(t)$. Der Probestab trägt an seinem unteren Ende ein Gewicht als Bär; mit dem oberen ist er in einer Querstütze a befestigt, die beim Fallen gegen zwei Träger b stößt, Fig. 2 und 3. Der Bär trägt seitlich einen Stift c, dessen Spitze ihre Bewegung auf einer gleichförmig umlaufenden, geschwärzten Trommel d aufzeichnet. Die Geschwindigkeit der Trommel wird durch Aufzeichnen der Schwingungen

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Materialkunde und Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) s. Z. 1912 S. 17.

[1]) Proceedings of American Society for testing materials 1904.

[2]) Journal of the Franklin Institute, Pennsylvania, 1897.

Fig. 2 und 3. Anordnung von Hatt.

einer Stimmgabel von bekannter Schwingungszahl gemessen. Fig. 4 zeigt die entstehende Kurve. Von A bis B fällt der Bär frei; in B beginnt beim Auftreffen der Querstütze auf die Träger die Formänderung des Probestabes; in C ist der Stab zerrissen und der Bär beginnt wieder frei zu fallen.

Fig. 4. Kurve $s = f(t)$ nach Hatt.

Die aufgezeichnete Kurve wird durch alle Fehler beeinflußt, die sich aus der Durchbiegung von Querstütze, Trägern und Schreibstift ergeben, und der Deformationsweg s wird unvergrößert, also verhältnismäßig sehr klein aufgenommen. Diese Nachteile hat Dunn zu vermeiden gesucht, indem er als erster ein photographisches Verfahren an einem Fallhammer benutzte, Fig. 5. Hierbei wird die Bewegung des auf der Kupferprobe p liegenden, als starr betrachteten Stahlkolbens k aufgenommen. k ist durch Kettenglied g und Hebel h mit dem Spiegel s verbunden, so daß einem Abwärtsgang von k beim Auftreffen des Bären und Zusammendrücken der zylindrischen Kupferprobe eine bestimmte Drehung des Hebels mit dem Spiegel entspricht. Ein Lichtstrahl L, der im verdunkelten Raum den Spiegel trifft und von diesem auf den mit einem Film bedeckten, gleichförmig umlaufenden Zylinder z geworfen wird, verzeichnet auf dem Film die für den Bewegungsvorgang kennzeichnende Kurve. Von den Fehlerquellen der mechanischen Hülfsmittel ist auch diese Anordnung nicht frei, insofern Hebel und Gelenke durch Spiel in den Zapfen und infolge ihrer Trägheit den Verlauf der Kurve beeinflussen. Ein besonderer Fortschritt ist aber die Möglichkeit starker Vergrößerung bei der Aufnahme. Von der Dunnschen Anordnung gehen auch die vorliegenden Versuche aus.

Fig. 5. Anordnung von Dunn.

Für diese stand ein Martensscher Präzisions-Pendelhammer zur Verfügung, Fig. 6 bis 8. Bär und Amboß sind an Drähten so aufgehängt, daß bei der Bewegung die Schlagflächen stets parallel bleiben. Zur Höhen- und Seiteneinstellung dienen die Muttern m mit Rechts- und Linksgewinde, in die Schraubenbolzen eingreifen. Damit sowohl Stauch- wie Schlagbiegeversuche vorgenommen werden können, sind auswechselbare Einsätze vorhanden; doch erstreckten sich die Versuche bisher nur auf zylindrische Stauchproben, die mit etwas Wachs am Umfang zentrisch zum Schnittpunkte der Stoßnormalen mit den Schlagflächen befestigt wurden, Fig. 9 und 10. Damit der Bär für verschiedene Probenhöhen h in seiner tiefsten Lage gegenüber dem Amboß eingestellt werden kann, ist er in einem Schlitten aufgehängt, der im Aufhängebock verschiebbar ist. Zum Aufziehen des Bären auf eine gewünschte Fallhöhe dient eine Drahtseilwinde; beim Loslassen wird eine Schnur, die zwischen Bär und Drahtseil eingeschaltet ist, abgebrannt.

Fig. 6 bis 8. Präzisions-Pendelhammer nach Martens.

Fig. 9 und 10. Befestigung der Probekörper.

Der Grundgedanke war, den Bären seine Bewegung im Verlaufe des Schlagvorganges ohne Uebertragung durch

Fig. 11 und 12. Gesamtanordnung.

mechanische Hülfsmittel aufzeichnen zu lassen. Die Vergrößerung beim Aufzeichnen der Stauchwege kann rein optisch durch Bewegung des Bären im Lichtkegel eines Projektionsapparats erreicht werden, indem man den Schatten des Bären zum Aufzeichnen benutzt. Zu diesem Zweck ist am hinteren Ende des Bären in einem kegeligen Loch mittels Keiles ein Stößel befestigt, der an einem Ende eine scharfe Schneide hat, Fig. 11 bis 13. Die Verbindung durch den Keil ist so starr, daß Bewegungen des kegeligen Endes im Bären ausgeschlossen sind. Die Schneide wird zwischen Beleuchtungslinse *b* und Objektiv *o* eines Projektionsapparats gebracht, der auf einem weißen Schirm *s* ein scharf begrenztes Schattenbild der Schneide entwirft; bei einer Bewegung der Schneidenkante von *x* nach *y* wandert der Schatten von *z* nach *w*, und es entspricht demselben Weg der Schneide ein um so größerer Weg des Schattens, je weiter der Schirm *s* von der Spitze des Lichtkegels absteht. Mit Hülfe einer wagerechten Millimeterteilung auf dem Schirm kann die einer Entfernung *e* entsprechende Vergrößerung gefunden werden, indem man den Bären um ein bestimmtes Maß verschiebt und den entsprechenden Weg des Schattens abliest. Diese Ablesungen wurden für möglichst viele Stellungen wiederholt, um etwaige Fehler der Linsen, durch welche die Gleichförmigkeit des Lichtkegels unterbrochen werden könnte, zu prüfen.

Fig. 13 und 14.

Vorgang am Registrierapparat.

Zum Aufzeichnen der Schattenbewegung war vorgeschlagen, eine freifallende photographische Platte zu benutzen. Hiervon wurde aber abgesehen, weil es sehr schwierig ist, Bär und Platte so im rechten Augenblick loszulassen, daß der Schatten der Schneide gerade während des kurzen Stoßvorganges auf die vorbeifallende Platte trifft. Außerdem ist die Auswertung des bei gleichförmig beschleunigter Fallbewegung der Platte aufgenommenen Kurvenbildes schwieriger, als wenn es auf einem gleichförmig umlaufenden Film aufgenommen wird. Deshalb wurde zum Aufzeichnen ein Edelmannscher[1]) Registrierapparat benutzt, s. a. Fig. 14. Dieser besteht im wesentlichen aus einer Filmtrommel von 6 cm Breite und 54 cm Umfang, die in einem lichtdichten Gehäuse umläuft, und aus einem selbsttätigen Verschluß. Stellt man die Vorrichtung so auf, daß die Trommel mit dem Film bei *s* an die Stelle des erwähnten weißen Schirmes tritt, so erscheint auf dem Film eine belichtete gerade Linie, die auf drei Seiten von der festen Verschlußöffnung im Gehäuse (5,5 × 0,1 cm) und auf einer Seite von dem beweglichen Schatten der Schneide begrenzt wird, und die sich je nach der Bewegung des Schattens verlängert oder verkürzt. In Fig. 13 ist diese helle Linie, die also die Projektion eines durch Verschlußöffnung und Schneide abgegrenzten Teiles des Lichtkegels ist, gestrichelt; vor der Verschlußöffnung liegt eine Zylinderlinse *c*, Fig. 14, welche die ankommenden Lichtstrahlen sammelt. Bewegen sich Film und Bär in Richtung der eingezeichneten Pfeile, Fig. 13, so entsteht eine einseitig begrenzte Kurve, welche von der Ecke *a* der Schattengrenzlinie beschrieben wird. Bei Umkehr des Bären schreibt die Ecke *b*, und die Breite der hellen Linie ist beim Ausmessen der dann entstehenden Spitze in Betracht zu ziehen. Ist die Umlaufgeschwindigkeit des Filmes bekannt, so geben die Abszissen dieser Kurve die Wege des Bären, die Ordinaten die zugehörigen Zeiten.

[1]) s. Mitteilungen Nr. 4 des Edelmannschen Institutes, München.

Es leuchtet ein, daß man durch Anbringen eines dünnen Stäbchens, Fig. 15, statt der Schneide ein schärferes, weil beiderseitig begrenztes Schaubild der Kurve erhalten müßte. Dahingehende Vorversuche zeigten aber, daß das Stäbchen, dessen Schatten infolge der Projektion stark vergrößert wird, sehr dünn hätte werden müssen, wenn die Kurve nicht übermäßig dick erscheinen sollte. Dann wäre aber infolge von Durchbiegungen und Erzitterungen beim Auftreffen des Bären keine fehlerfreie Aufzeichnung möglich. Bei Anwendung der Schneide können hingegen Fehler nur durch Formänderung des Bären beim Schlag entstehen, deren höchste Werte durch Aufzeichnen von Schlägen ohne dazwischenliegende Probe sehr genau festgestellt werden konnten.

Fig. 15.

Aufzeichnung mittels Stäbchen.

Im Verlauf der Versuche erwies sich die Trommelbreite von 6 cm zur Aufnahme der vergrößerten Deformationswege als etwas klein. Da jedoch in keinem vollständig verdunkelten Raum gearbeitet werden konnte, erreichte die Vergrößerung der Wege schon dadurch eine Grenze, daß der Rand der Kurve bei größerer Entfernung des Films von der Lichtquelle unscharf wurde. Es konnte darum mit der Vergrößerung nur bis auf das Zehnfache gegangen werden.

Die Hauptschwierigkeit bereitete das rechtzeitige selbsttätige Oeffnen und Schließen des Verschlusses. Die Verschlußscheibe des Edelmannschen Registrierapparates wird durch zwei Elektromagnete angehoben, Fig. 14, deren Erregerwicklungen mittels eines Kontaktes auf der Trommelachse genau für die Dauer einer Trommelumdrehung geschlossen werden; nach dem Oeffnen des Stromes wird die Verschlußscheibe durch zwei Federn wieder herabgezogen. Bei der kurzen Schlagdauer und der dadurch nötigen hohen Umlaufzahl der Trommel erwies sich diese Anordnung als viel zu träge. Auch erhielt die Achse im Augenblick der Kontakteinschaltung einen leichten Stoß, der den Trommelumlauf hemmte. Das Einschalten mußte daher vom bewegten Bären aus abhängig gemacht werden. Damit die Reibung klein bleibt, trägt der Bär an der Unterseite einen Pinsel *g*, Fig. 11, aus feinstem Bronzegespinst, der über einen federnden Blechstreifen *f* streicht, Fig. 16 und 17. Durch leicht bewegliche dünne Drähte, die die Bewegung des Bären nicht behindern, wird ein neuer Stromkreis gebildet; so lange der Pinsel über den Blechstreifen streicht, ist dieser Stromkreis geschlossen, und der Strom fließt von der Batterie über den von seiner Aufhängung isolierten Bären, den Pinsel und den Blechstreifen zu den Elektromagneten. Daher sind die Geschwindigkeit des Bären und die Länge des Blechstreifens für die Dauer des Oeffnens maßgebend. Der Blechstreifen ist so gebogen, daß er durch Aufbiegen der Enden verlängert und die Dauer des Oeffnens entsprechend den verschiedenen Fallhöhen und Geschwindigkeiten des Bären verändert werden kann.

Fig. 16 und 17.

Elektrischer Kontakt.

Besondere Berücksichtigung erfordert die Massenträgheit der Verschlußscheibe. Die Scheibe braucht nach dem Erregen der Magnete noch eine gewisse gleichbleibende Zeit *t*, um in ihre höchste Stellung gehoben zu werden. Deshalb muß man, um ein zu spätes Oeffnen des Verschlusses bei großen Geschwindigkeiten des Bären zu verhindern, die Entfernung

der Kante *h* von der Probe vergrößern, Fig. 12. Während sich nämlich bei kleiner Geschwindigkeit des Bären der Verschluß entsprechend der Zeit *t* öffnet, kurz nachdem der Pinsel die Kante *h* berührt hat, wäre der Bär bei größerer Geschwindigkeit bereits um ein derselben Zeit *t* entsprechendes größeres Wegstück weitergelangt, und der Schatten der Schneide fiele beim Oeffnen des Verschlusses nicht mehr auf den Film, wenn die Kante *h* nicht dem Bären entgegengerückt wäre.

Fig. 18. Stimmgabel mit Blechfeder.

Die Trommel wurde durch einen Bergmann-Motor angetrieben; die Geschwindigkeit des Films, die für die verschiedenen Versuche 2,5 bis 3,5 m/sk betrug, wurde mit einer Stimmgabel gemessen. Die Gabel trägt am Ende einer Zinke eine spitz zulaufende Blechfeder, Fig. 18, deren Spitze dicht vor die Verschlußöffnung in den Lichtkegel gebracht wird. Die benutzte Stimmgabel machte 100 Schwingungen in der Sekunde. Eine Stimmgabel von höherer Frequenz, wie sie zum Messen so kurzer Zeiten vorteilhafter wäre, wurde nicht verwendet, weil bei solchen Gabeln die Weite der Schwingungen zu klein wird. Unregelmäßigkeiten im Gange der mit großer Geschwindigkeit frei umlaufenden Trommel innerhalb der kurzen in Betracht kommenden Zeiten sind nicht zu befürchten; man kann sich durch Versuche von der gleichen Länge der durch die Gabel aufgezeichneten Schwingungen auf dem ganzen Filmumfang überzeugen.

Fig. 19. Entstehung der Kurve $s = f(t)$.

Der hochempfindliche Film (Negativ-Papier von Schaeuffelen in Heilbronn) wurde auf der Trommel mit flachen Stahlklammern befestigt. Die Lichtverhältnisse waren für ein photographisches Verfahren nicht besonders günstig, da sich der Pendelhammer in einem Raum befand, der nicht verdunkelt werden konnte; auch war es wegen Raummangels unmöglich, den Hammer durch Umbau mit einem Gerüst in einer Dunkelkammer für sich einzuschließen. Deshalb standen nur der Registrierapparat und der Motor in einer kleinen Dunkelkammer; der vom Lichtbildwerfer ausgehende Lichtkegel fiel bei offener Tür auf den Apparat, wobei durch schwarze Schirme das Tageslicht möglichst ausgeschlossen wurde.

Es sei nun der Versuchsvorgang selbst beschrieben. Nachdem die Probe am Amboß befestigt ist, wird der Bär durch Verschieben des Schlittens so eingestellt, daß er die Probe gerade berührt. Der Projektionsapparat wird so hinter der Schneide eingestellt, daß die Begrenzung des Schattens nahe am Rande des Films erscheint und möglichst die ganze Breite des Films für die Aufnahme der Kurve freibleibt, Fig. 19. Nun wird die »Nullinie« aufgenommen, wobei der Amboß mit der Probe und der Bär in ihrer tiefsten Lage mittels einer besondern Vorrichtung still gehalten werden müssen. Diese Nullinie dient zum Kennzeichnen des Anfangspunktes der nachher beim Schlage aufzuzeichnenden Kurve, und man nimmt sie auf, indem man den Motor anläßt und den Verschluß für etwa eine bis zwei Umläufe öffnet; dann zeichnet sich die Begrenzung des Schattens (für die Stellung 3 des Bären beim Auftreffen auf die Probe, Fig. 19), auf dem ganzen Film ab, indem der belichtete Teil geschwärzt wird und der jenseits der Schattengrenze liegende für die aufzunehmende Kurve unbelichtet bleibt. Hiernach wird der Bär von der Probe weggezogen, der Kontakt richtig eingestellt und der Schlag ausgeführt, nachdem die Stimmgabel, deren Spitze bei *St* steht, erregt worden ist.

Fig. 20. Filmausschnitt für Versuch mit Probekörper aus Blei.

Fig. 21. Filmausschnitt für Versuch mit Probekörper aus Stahl.

Fig. 19 und die beiden Filmausschnitte, Fig. 20 und 21, zeigen die Entstehung der Kurven. Die dünnen hellen Linien, die den Film in gleiche Abschnitte von 2 mm zerlegen, entstehen bei der Aufnahme durch die wagerechte Millimeterteilung einer Glasplatte vor der Verschlußöffnung. Fig. 20 stellt den Vorgang für einen plastischen Probekörper (Blei), Fig. 21 für einen elastischen (Stahl) mit Rückprall des Bären dar. In Fig. 19 ist der Bewegungsvorgang so dargestellt, als ob der Film feststände und der Verschluß mit dem sich wagerecht davor bewegenden Bären

sich senkrecht entgegengesetzt zum Film bewegte. Der Schatten werde der Einfachheit halber durch Parallelprojektion auf den Film geworfen. Den einzelnen Stellungen des Bären entsprechend ist die dahinterliegende Verschlußöffnung jedesmal eingezeichnet.

Bei Stellung 1, Fig. 19, wo der Bär bereits kurz vor dem Auftreffen zwischen Lichtquelle und Film steht, hat man sich das Oeffnen des Verschlusses zu denken. Wenn die schreibende Kante (die Schneide) von links her bei a erscheint, Stellung 2, findet sie zunächst bis b die schon bei Aufnahme der Nullinie belichtete Fläche vor. Man kann durch kurzes Belichten beim Aufnehmen der Nullinie erreichen, daß diese Fläche nicht zu stark geschwärzt und die Bewegungskurve dann auch in dem Teil von a bis b erkennbar wird, weil sich der zweimal belichtete Teil dann dunkler abhebt. Bei b beginnt dann die Schneide, entsprechend dem Auftreffen des Bären auf die Probe, die eigentliche Schlagkurve zu zeichnen. Bei c gibt der Schatten der Schneide die Stimmgabelspitze frei, deren Schwingungen also jetzt auf dem Film sichtbar werden; bei d ist der Stauchvorgang zu Ende. Schwingen nun Bär und Amboß in der bisherigen Richtung weiter (z. B. bei Versuchen mit plastischen Proben), so bleiben der Film belichtet und die Stimmgabelschrift sichtbar bis zum Niedergang des Verschlusses. Erfolgt jedoch ein Rückprall des Bären entsprechend der Kurve df, Fig. 19 und 21, so fällt die Gabelspitze bei e wieder in den Schatten des Bären, und die Strecke von c bis e reicht nicht zur Bestimmung der Länge einer Schwingung aus. Da die Anwendung einer Stimmgabel von höherer Frequenz aus den genannten Gründen nicht möglich war, blieb nur übrig, die Stimmgabel noch vor dem Auftreffen des Bären schreiben zu lassen. Zu diesem Zweck wurde ein zweiter Kontaktblechstreifen A aufgestellt, der den Verschluß in Stellung I öffnet und in Stellung II schließt, bevor die Schlagfläche des Bären von links her den Film zu beschatten beginnt. Vorausgesetzt ist bei dieser Messung, daß sich die Geschwindigkeit der Trommel von Stellung I bis zum erfolgten Schlage nicht ändert; dies kann aber durch die aus der Fallhöhe f des Bären bekannte Aufschlaggeschwindigkeit $v_1 = \sqrt{2gf}$ geprüft werden. Sind die Schwingungszahl in 1 Sekunde der Stimmgabel n, die bei I bis II ermittelte Länge einer Schwingung l in mm, dann ist, gemessen in der Bewegungsrichtung des Films:

$$l \text{ mm} = {}^1/_n \text{ sk},$$

also:

$$1 \text{ mm} = \frac{1}{n\,l} \text{ sk} = k.$$

Aus dem Wegstück von a bis b, für das die Bewegung ziemlich genau gleichförmig ist, kann man die Auftreffgeschwindigkeit des Bären $v_1 = \frac{s_1 \text{ mm}}{t_1 \text{ sk}}$ berechnen; denn s_1 und t_1 sind in mm abzugreifen und $t_1 \text{ sk} = k\,t_1$ mm.

Der erhaltene Wert für v_1 muß mit dem aus der Fallhöhe unter Beobachtung der Reibungsverluste berechneten übereinstimmen. Die Uebereinstimmung war in allen Fällen bis auf 3 vH genau; diese Abweichung liegt aber innerhalb der Fehlergrenzen beim Ausmessen der Größen s_1 und t_1 und der eigentlichen Schlagkurve unter einem Komparator, womit die Weg- und Zeitteilchen Δs und Δt in tausendstel Millimetern abgelesen wurden.

Eine spätere Besprechung der berechneten Kurven sowie der Nachprüfung der Schlagdauer durch ein elektrisches Verfahren sei vorbehalten. Als für die Ergebnisse des kinematographischen Verfahrens wichtig sei nur erwähnt, daß für gleichartige Probekörper und gleiche Versuchsbedingungen die Kurven der Stoßkräfte um so kleinere Abweichungen voneinander ergaben, je größer die Aufzeichnung der Wege und Zeiten in der aufgenommenen Kurve $s = f(t)$ ausfiel. So wiesen die Kurven $P = f(s)$ für Bleikörper[1]), bei denen die Gesamtschlagdauer etwa 0,0054 sk und der unvergrößerte Deformationsweg 4 mm war, die geringsten Abweichungen von etwa 3 vH voneinander auf. Bei Stahl[2]) mit einer Schlagdauer von 0,0013 sk und einem Deformationswege von etwa 2 mm betrugen die Abweichungen bis zu 18 vH. Nach den gemachten Erfahrungen lassen sich daher gewisse Verbesserungen und Mindestzahlen angeben, die bei ähnlichen Versuchsanordnungen, besonders für Stauchschlagversuche, zu beachten wären:

1) Aufstellung der Geräte in völlig zu verdunkelndem, anderweitig nicht benutztem Raum.

2) Filmgeschwindigkeit von mindestens 5 m/sk zur genügenden Vergrößerung bei Aufzeichnung der Zeiten.

3) Filmbreite mindestens 15 cm, damit entsprechende Vergrößerung der Deformationswege möglich ist.

4) Projektionslampe und Linsen, die bei mindestens 20-facher Vergrößerung noch eine scharfe Begrenzung der Schattenbilder ergeben.

5) Erlangung möglichst großer Deformationen, also große Probekörper und entsprechend große Massen von Bär und Amboß.

Zusammenfassung.

Es sind die Bewegungsvorgänge beim Schlag an einem Pendelhammer mittels eines besonderen photographischen Verfahrens aufgezeichnet worden, um aus den erhaltenen Kurven die Stoßkräfte zu berechnen und sie in ihrem Verlauf als Funktion der Formänderungen aufzuzeichnen.

[1]) Zylinder, $h = d = 12$ mm.

[2]) Zylinder, $h = 25$ mm, $d = 10$ mm.

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln.[1])

Von **K. Bernhard.**

(Fortsetzung von S. 1411)

VII. Entwurf »Neuzeit«.

Verfasser: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Werk Gustavsburg bei Mainz, Grün & Bilfinger A.-G., Mannheim, und Regierungsbaumeister Karl Moritz, Köln.

Dieser gleichfalls angekaufte Entwurf, Fig. 194, zeichnet sich durch verschiedene äußerst lehrreiche Anordnungen und Einzelheiten aus, von denen jedoch zwei als grundlegend den Entwurf etwas zurückgedrängt haben. Wie bei dem Vorschlage mit Rahmenträgern, s. III, S. 754, wollte man aus m. E. verfehlten Geschmacksgründen alle Schrägen bei der Ausbildung der Versteifungsträger vermeiden, und weiter mußte man wie beim Entwurf VI, S. 1031, die Haupttragwerke außerhalb der Fußwege anordnen, um die Versteifungsträger, s. Fig. 195 und 196, zum Teil als Blechträger ausbilden zu können, welche die Brüstungshöhe nicht überragen, s. Fig. 197 bis 200. Zu den Versteifungsträgern gehört noch — und das ist etwas ganz Neues — ein zwischen deren hochgezogenen Enden eingespannter Sondergurt (Druckgurt).

Der Sondergurt ist außer an den Auflagerpunkten auch in der Mitte der Mittelöffnung mit den Blechträgern fest verbunden. Im übrigen sind zwischen Blechträger und Sondergurt Pfosten eingebaut, in deren Verlängerungen die Aufhängungen liegen, welche ebenso wie die Tragseile selbst genau dem unter VI, S. 1408, besprochenen Entwurfe »Köln-Deutz II« entsprechen. Auch die Hauptstützweiten und Felderteilungen entsprechen im wesentlichen dem vorgenannten, von der gleichen Ingenieurgruppe herrührenden Entwurfe

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Brücken- und Eisenbau) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Fig. 194.

Ansicht der fertigen Brücke des Entwurfes »Neuzeit«.

Hier ist jedoch der Pfeil des Kabels in der Mittelöffnung aus Schönheitsgründen auf 1/9 vergrößert gegenüber 1/10 beim Entwurf VI.

Die lichte Breite der Brücke ist zu 18 m gewählt, die Entfernung der Tragwände zu 19 m. Das erfordert sehr schwere Querträger. Es wird jedoch behauptet, daß die Brückenkonstruktion insgesamt dadurch nicht schwerer werde, weil die Gesamtbrückenbreite geringer sei, als wenn die Haupttragwerke zwischen Fußweg und Fahrdamm liegen. Die Richtigkeit dieser Behauptung bleibt zweifelhaft, da gerade diese Anordnung auch bei andern Entwürfen zu den größten Eisengewichten geführt hat.

Die Versteifungsträger der Mittelöffnung sind beiderseits beweglich, die der Seitenöffnung an den Pylonen beweglich und an den Endpfeilern fest gelagert. Alle Lager sind zur Aufnahme positiver und negativer Stützdrücke eingerichtet. Die Versteifungsträger sind nun sehr kräftig und breit durchgebildet. So weist in Brüstungshöhe der Obergurt des als doppelter Blechträger ausgebildeten Versteifungsträgers 1 m Breite auf. Natürlich wird dadurch die Aussicht über den Fluß vollständig gestört. Nichtsdestoweniger ist die technische Ausbildung dieses Doppelträgers äußerst lehrreich, insofern er auch nach innen vollständig zugänglich ist. Der Zutritt erfolgt durch je zwei Mannlöcher in jeder Oeffnung, die im Obergurt des Blechträgers an der Stelle angebracht sind, wo nur eine einzige Lamelle erforderlich ist. Für den Bau ist in jedem Feld an der Innenwand in der Nähe der neutralen Achse eine Oeffnung von 20 bis 30 cm Dmr. freigelassen, um die erforderlichen Hülfsmittel hineinzubringen. Um Ausbauchungen vorzubeugen, sind die Bleche in weitestgehendem Maße versteift, s. Fig. 199. An jedem Knoten und in Feldmitte ist ein durchgehendes Querblech vorgesehen, ferner in jedem Feldviertel eine senkrecht stehende Winkelvergitterung. Die Querschnitte lassen wiederum bequem begehbare Mannlöcher frei. Im Endfelde, wo der Blechträger mit dem Sondergurt verbunden ist, sind die Bleche 38 mm, im übrigen 10 mm dick, s. Fig. 197. Zu bemerken ist noch, daß diejenigen Stöße, die über 120 mm dick sind, nicht mehr genietet werden, sondern kegelige Bolzen erhalten sollen. Die Bolzenlöcher werden an Ort und Stelle aufgerieben, wodurch außer Zweifel eine Verbindung erzeugt wird, die dem Nieten nicht nachsteht[1]. An den Pylonen erhalten die anliegenden Versteifungsträger eine Fortsetzung durch einen zwischen die Blechwände genieteten Kasten, durch den die positiven und negativen Auflagerdrücke auf die untere und obere Walze abgegeben werden. Auch diese Walzen können durch Mannlöcher jederzeit beobachtet und ausgewechselt werden. Auch der Sondergurt ist mittels eine Schmiedestahlkörpers in die Pylonen eingeführt.

Fig. 195 und 196

Seitenansicht und Grundriß des Entwurfes »Neuzeit«.

Die Kabel und Hängestangen gleichen in ihrer baulichen Anordnung völlig denen des Entwurfs VI.

Ueber den Pylonen sind die Kabel mittels Stahllagers in ähnlicher Weise wie in dem vorgenannten Entwurfe geführt. Wenn auch anzuerkennen ist, daß die Pylonenausbildung in der Seitenansicht durch einfache Gliederung der Eisenkonstruktion durchaus entsprechend gelöst ist, so muß doch die Portalbindung als ästhetisch miß-

[1] wie bei der vom Verfasser ausgeführten Stößensee-Brücke (s. Zeitschrift für Bauwesen 1911).

Fig. 200.

Aufhängung des Querträgers.

Maßstab 1 : 60.

lungen angesehen werden, da das Herausschneiden der achteckigen liegenden Löcher aus den großen Blechwänden keinerlei konstruktive Bedeutung hat und dadurch Formen eingeführt sind, die zu den übrigen in keinerlei Beziehung stehen.

Die Verankerung der Kabel erfolgt durch einen besondern Bock, der, wie Fig. 201 zeigt, ein rechtwinkliges Dreieck bildet, das sich gegen ein besonderes Kipplager a stützt. Die Kabel sind über die andern Eckpunkte b und c

Als statisch unbestimmtes Hauptsystem sind eingeführt: die beiden unter sich gleichen, einfach statisch unbestimmten Versteifungsträger der Seitenöffnungen und der zweifach statisch unbestimmte Versteifungsträger der Mittelöffnung. Bei letzterem ergab sich die zweifache statische Unbestimmtheit durch die Verbindung des Druckgurtes mit der Mitte des Blechträgers. Diese war erforderlich, weil bei halbseitiger Belastung der Blechträger ∼-förmige Gestalt annimmt und die beiden Endbefestigungspunkte der Druckgurte

Fig. 197. Versteifungsträger der Außenöffnung am Brückenende.

Maßstab 1 : 100.

Fig. 198. Aufsicht auf den Obergurt.

Fig. 199. Schnitt durch den Biegungsträger.

gleitend hinweggeführt und senkrecht unterhalb c im Mauerwerk verankert.

Auch bezüglich der Aufstellung gleicht dieser Entwurf im allgemeinen dem vorgenannten.

Die statische Berechnung bietet mancherlei Neues.

Die Hauptträger sind innerlich fünffach und äußerlich einfach statisch unbestimmt. Als statisch unbestimmte Größen sind eingeführt: die Spannkräfte X_a und X_d in den Druckgurten der Seitenöffnungen, X_b und X_c in den Druckgurten der Mittelöffnung und der Horizontalzug H des Seiles, s. Fig. 202.

sich sonst parallel verschieben. Wäre nämlich in der Mitte zwischen beiden keine Verbindung vorhanden, so würde sich der Druckgurt bei halbseitiger Belastung parallel zu seiner früheren Lage, also spannungslos verschieben.

Nach Bestimmung der Einflußlinien für die statisch unbestimmten Größen X_a bis X_d der Versteifungsträger ohne Berücksichtigung des Kabels können für jeden Punkt der Träger die Kernmomente K, die Normalkräfte N des Balkens und die Spannkräfte S der Druckgurte, hierauf die Einflußlinie des Horizontalzuges H als Biegungslinie der statisch unbestimmten Versteifungsträger unter der Last $H = 1$ er-

Fig. 201. Verankerung der Kabel.

Maßstab 1 : 275.

mittelt werden. Die gefundenen Werte sind zu dividieren durch

$$\delta_{HH} = \Sigma \frac{M'^2 \lambda}{EJ} + \Sigma \frac{N'^2 \lambda}{EF} + \Sigma \frac{S'^2 s}{EF}.$$

Hierin bedeuten M', N', S' die entsprechenden Werte für den Belastungszustand $H = -1$.

Für das Gesamtsystem gelten die Beziehungen:

$$K = \bar{K} + K' H,$$
$$N = \bar{N} + N' H,$$
$$S = \bar{S} + S' H.$$

Die Einflußlinien für die Werte K, N und S sind nun in der Weise ermittelt, daß in jedem Knotenpunkt die Last 1 aufgestellt ist und die Einflüsse mit Hülfe der bekannten Werte $\bar{K}$, $\bar{N}$, $\bar{S}$ und K', N' S' und H berechnet sind.

Die Berechnung des fünffach statisch unbestimmten Systems ist also zurückgeführt auf die Berechnung einer einfach statisch unbestimmten Hängebrücke und eines ein- bezw. zweifach statisch unbestimmten Versteifungsträgers. Die Einflußlinien für die Größen $X_a = X_d$, $X_b = X_c$ und H sind in den Figuren 203 bis 205 dargestellt.

Auch bei der Berechnung der Versteifungsträger der Mittelöffnung ist noch eine sehr geschickte Vereinfachung eingeführt, wobei sich die Berechnung zweier einfach statisch unbestimmter Systeme statt des zweifach statisch unbestimmten Trägers ergab. Um nämlich die Wirkung einer Last 1 in einem beliebigen Knotenpunkt zu erhalten, ist der in Fig. 206 dargestellte Belastungsfall α in die beiden Belastungsfälle β und γ zerlegt, welche dieselbe Wirkung ausüben wie der Fall α. Die symmetrische Belastung von $^1/_2$ t in den Punkten 19 und 39 erzeugt in dem in der Mitte nicht gehaltenen Druckgurt die gleiche Spannkraft X_β wie die Last 1 im Punkt 19, was ohne weiteres aus der Einflußlinie Fig. 203 hervorgeht. Die Einflußlinie für X_β ist also die eines einfach statisch unbestimmten Trägers. Bei Belastungsfall γ entstehen in den Druckgurten gleiche Zug- und Druckkräfte, während in der Trägermitte das Moment gleich null wird. Man kann also hier ein Gelenk annehmen. Die Einflußlinie für X_γ ist gleichfalls die eines einfach statisch unbestimmten Systems. Nach Berechnung der Werte für X_β und X_γ erhält man:

$$X_b = X_\beta + X_\gamma \text{ und } X_c = X_\beta - X_\gamma.$$

Bei einer gleichmäßigen Erwärmung oder Abkühlung ergibt sich $H_t = \pm 70{,}8$ t. Bei ungleichmäßiger Erwärmung ist angenommen, daß Kabel und Druckgurt des Versteifungsträgers bis auf 45° erwärmt werden und dessen Untergurt nur + 35° aufweist. Zwischen Ober- und Untergurt soll dann die Erwärmung gleichmäßig abnehmen. Die Versteifungsträger würden sich bei solchem Zustand, wenn ein Kabel nicht vorhanden wäre, nach oben krümmen. Das Seil wird sich dabei verkürzen. Aus dem Maß dieser Verkürzung kann man auf die dabei entstehende negative Seilspannkraft schließen. Da sich das Kabel bei Wärmeänderung um ± 35°, falls es allein wirkt, um 22,2 cm verlängert bezw. verkürzt und dabei $H_t = \pm 83$ t wird, ferner bei der ungleichmäßigen Erwärmung um 10° die Verkürzung 8,20 cm beträgt, so ist mithin hierfür

$$H_t = \frac{8{,}2}{22{,}2} \cdot 83 = -30{,}6 \text{ t}.$$

Dieser Wert entspricht einer gleichmäßigen Erwärmung um

$$35 \cdot \frac{30{,}6}{70{,}8} = 15{,}2^0.$$

Betrüge die Aufstellungstemperatur 10°, so ergäbe sich bei einer höchsten Temperatur von 45° und gleichzeitigen Abkühlung des Untergurtes um 10°

$$H_t = -(70{,}8 + 30{,}6) = -101{,}4 \text{ t},$$

während bei der größten Abkühlung nur $H_t = +70{,}8$ t entstehen kann, weil dabei eine Ungleichmäßigkeit um 10° ausgeschlossen ist.

Fig. 202. System der Hauptträger.

Fig. 203. Einflußlinie für X_a.

Fig. 204. Einflußlinie für X_b.

Fig. 205. Einflußlinie für H.

Fig. 206.

Um diese ungleichen Werte zu vermeiden, soll der Versteifungsträger bei $10^0 + \frac{15{,}2^0}{2} = 17{,}6^0$ geschlossen werden. Dabei wird dann die größte negative oder positive wagerechte Seitenkraft des Kabels

$$H_t = -\ 101{,}4 + \frac{7{,}6}{35} \cdot 70{,}8 = -\ 86{,}1\ \text{t}$$

oder

$$H_t = +\ \ 70{,}8 + \frac{7{,}6}{35} \cdot 70{,}8 = +\ 86{,}1\ \text{t}.$$

Im folgenden seien noch die größten Werte der wagerechten Seilspannkraft angegeben:

durch Eigengewicht $H_g = 3127$ t
» Verkehrslast $H_p = 1151$ »
» Temperatur $H_t = 86$ »
» Wind $H_w = 21$ »
$H_{max} = 4385$ t

Die Durchbiegungen sind für Voll- und Teilbelastungen ermittelt. Bei Belastung der ganzen Brücke beträgt die Durchbiegung

in Brückenmitte . . . . 62,4 cm
in den Seitenöffnungen . . . . 4,0 »

Bei Belastung der Mittelöffnung ist die Durchbiegung

in Brückenmitte . . . . 91,6 cm
und die Hebung in den Seitenöffnungen . . . . 28,7 »

Das Gewicht der Brücke hat sich wie folgt ergeben:

	Flußeisen t	Stahlguß t
1) Versteifungsträger	3338,87	—
2) Hängestangen	291,30	146,50
3) Pylonen	869,06	459,40
4) Fahrbahn	2438,87	—
5) Querverbindungen, Verankerungen und Verschiedenes	489,42	548,89
	7427,52	1154,79
	8582,31	
Kabel und Kabelumhüllung	961,05	
	9543,36	

VIII. Entwurf »Gleiches zu Gleichem«.

Verfasser: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Werk Gustavsburg bei Mainz, Grün & Bilfinger A.-G., Mannheim, und Prof. Theodor Fischer, München.

Mit diesem dritten Entwurf unter ästhetischer Führung des vorgenannten Architekten wollen die Verfasser der Ansicht Nachdruck verleihen, daß es nicht erforderlich ist, eine Hängebrücke im Gegensatz zu den bereits vorhandenen Kölner Bogenbrücken mit tiefliegender Fahrbahn zu errichten. Sie stützen sich zunächst auf die technischen und wirtschaftlichen Vorteile andrer Brückenarten und meinen, daß mit einer solchen Lösung auch unbedingt die ästhetisch beste Lösung erzielt werden müsse. Es ist richtig, daß das Hängebrückensystem, wie bereits früher von mir angegeben, erst für größere Stützweiten wirtschaftliche Vorteile hat und an dieser Stelle 50 bis 70 vH Mehrkosten erfordert. Es ist richtig, daß sich eine Straßenbrücke wie die vorliegende mit zwei Hauptträgern schon ganz anders im Schaubilde zeigt, als die schwer wirkenden drei Bogen der Nordbrücke mit ihren 6 hintereinander liegenden Tragwänden. Sie wollen nun ein an die übrigen Brücken anklingendes verwandtes Brückenmotiv in Vorschlag bringen und nur die mittlere Oeffnung mit über der Fahrbahn liegendem Bogen überbrücken, während die Seitenöffnungen in Fortsetzung der Bogen als Parallelträger ausgebildet werden. Es muß bezweifelt werden, daß durch diese Anordnung das Städtebild gewinnt, schon aus dem einen Grunde, weil die hochgeführten Eisenmassen des mittleren Bogens dieses stark schädigen. Obwohl die architektonischen Uferbauten hervorragend schön sind, müssen die Seiten der großen Brücke als einfache Parallelträger an dieser hervorragenden Baustelle zu matt wirken.

Fig. 207.
Pfeiler des Entwurfes »Gleiches zu Gleichem«.

Solange es unmöglich ist, die Bogen in ihrer Hauptmasse unter die Fahrbahn zu drücken, was doch hier der Fall zu sein scheint, solange muß der Hängebrücke der Vorzug gegeben werden, wenn sie auch teuer ist. Diejenige Bauart ist hier zu wählen, welche die wenigsten Eisenmassen in der Strommitte über die Fahrbahn bringt.

Durch diesen Entwurf ist also der Beweis nicht erbracht, daß eine Hängebrücke überhaupt nicht am Platze ist. Immerhin kann man dem Versuche nach einer derartigen Lösung grundsätzlich nicht entgegentreten.

Die Haupttragwände dieses Entwurfes bilden Auslegerträger mit Gelenken in den Seitenöffnungen. Den Ausschreibungsbedingungen entgegen sind zwischen die Strompfeiler und die Landwiderlager noch Uferpfeiler in der Nähe der Ufermauern eingelegt und die Ufer selbst durch Blechbalkenbrücken von 25,50 und 25,90 m Länge auf der Kölner und der Deutzer Seite überspannt, so daß die Gesamtbrückenlänge von 372,00 m Stützweiten von 93, 186 und 93 m aufweist. Meines Erachtens würden die Stützen, falls sie als eiserne Pendelpfeiler nach Art der von mir bei der Treskow-Brücke[1]) ausgeführten angeordnet würden, den Uferverkehr wenig schädigen, vorausgesetzt, daß der dadurch für den gesamten Brückenbau erreichte Vorteil überwiegt. Die Gelenke befinden sich in dem ersten dem Strompfeiler benachbarten Untergurt-Knotenpunkt. Der Kragträger ist ein Zweigelenkbogen mit Zuggurt, und die 86,6 m langen Schwebeträger sind Parallelträger mit 7 m Höhe. Bogen und Parallelträger sind mit Strebenfachwerk gefüllt. Die Strebenfachwerke in den Bogen wirken jedoch nicht befriedigend, weil die von ihnen gebildeten Dreiecke infolge der Netzteilung des Fachwerkes zu ungleichmäßig und daher unruhig wirken, s. Fig. 207. Die Höhe des Bogens beträgt 5 m, die Feldweite 6,20 m. Der Abstand der Hängepfosten in der Mittelöffnung ist auf 12,40 m, also besonders weit festgesetzt, um den Durchblick auf das Städtebild wenigstens an dieser Stelle zu verbessern. Der Bogen erhebt sich im Scheitel auf 23 m und stört hier den freien Blick besonders in schräger Richtung, s. Fig. 208. Die Hauptträger liegen zwischen der Fahrbahn und den Fußwegen.

Was aber besonders zugunsten dieses Entwurfes hervorzuheben ist, das ist die sehr geringe Durchbiegung, welche sich für die Verkehrslast zu 55 mm = $^1/_{3400}$ der Stützweite ergibt.

Fig. 208.

Ansicht der fertigen Brücke des Entwurfes »Gleiches zu Gleichem«.

Der Entwurf ist einmal für normales Flußeisen durchgearbeitet, anderseits für hochwertigen Baustoff in den Hauptträgern der Strombrücke. Bei einer Flußeisenkonstruktion erhalten die Stäbe große Wanddicken besonders in den Stößen. Bei hochwertigem Baustoff bekommt man geringere Stärken, die noch nietbar sind, während im ersteren Falle kegelige Bolzen zur Verbindung des Zugbandes mit den Bogengurtungen erforderlich werden. Die Ausführung der Hauptträger in hochwertigem Baustoff bietet daher ein leichteres Aussehen des Bauwerkes.

Das Gesamtgewicht der Brücke aus normalem Flußeisen beträgt 7028 t. Der Entwurf »Freiheit« erforderte etwa 6000 t. Da die Kosten im einzelnen nicht bekannt gegeben sind, erscheint es noch fraglich, ob die wirtschaftlichen Vorteile wirklich zu Recht bestehen. (Schluß folgt.)

[1]) s. Z. 1905 S. 1141.

Der Energiesatz der kreisenden Flüssigkeit.[1])

Von Ing. **Ragnar Liljeblad** in New York.

Unter obigem Titel sind in dieser Zeitschrift zwei Abhandlungen von Professor Bánki erschienen[2]), die meines Wissens bis heute nicht angefochten worden sind, daher nach dem alten Sprichwort »Qui tacet, consentire videtur« als anerkannt und richtig erscheinen. Die Beweismittel Bánkis gegen die Gültigkeit des Bernoullischen Gesetzes für kreisende Flüssigkeit sind nur Erwägungen über die Druckenergie, aber keineswegs mathematisch. Wir wissen aber, daß bei Anwendung des Energiegesetzes der Ausdruck für diese Energie erst mathematisch sorgfältig festgestellt werden muß. Im Elektromagnetismus z. B. können wir den Ausdruck der magnetischen Energiedichte $\frac{1}{8\pi}(\mathfrak{H}\mathfrak{B})$ nur mit der Einschränkung anwenden, daß er für ferromagnetische Körper ungültig ist. Auch Prof. Bánki gibt sehr zutreffende Beispiele, in denen der Ausdruck $\frac{p}{\gamma}$ für die Druckenergie ungültig ist. Um aber die Gültigkeit oder Ungültigkeit für solche verwickelte Fälle wie die Bewegung der Flüssigkeit in einem Krümmer feststellen zu können, muß man sich den hydrodynamischen Gleichungen zuwenden, und das ist der Weg, den ich eingeschlagen habe. Von den hydrodynamischen Gleichungen ausgehend, beweise ich zuerst die Gültigkeit des Bernoullischen Gesetzes, und da ich keinen Sprung mache, werden etwaige Fehler oder unerlaubte Anwendungen von Gleichungen sofort an dem betreffenden Punkt erkennbar werden.

Wir benutzen die gewöhnlichen Symbole der Vektoranalysis, und unsere Gleichungen beziehen sich auf eine ideale Flüssigkeit.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Z. 1911 S. 1215 und 1733.

Die Grundgleichung der Dynamik für ein Flüssigkeitselement lautet:

$$\varrho \frac{d\mathfrak{u}}{dt} = \varrho \mathfrak{F} - \Delta p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1);$$

darin ist ϱ die Masse in cm³, p der Druck in kg/cm², $\mathfrak{F}$ die äußeren Kräfte in kg und $\frac{d\mathfrak{u}}{dt}$ die Beschleunigung des Elementes in m/sk². Bedeutet $\mathfrak{u}$ die Geschwindigkeit in der Flüssigkeit als Funktion der Koordinaten und der Zeit, so ist

$$\frac{d\mathfrak{u}}{dt} = \frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial t} + (\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u};$$

in dieser Gleichung ist $\frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial t}$ die Aenderung der Geschwindigkeit in einem bestimmten Punkt x, y, z der Flüssigkeit und $(\mathfrak{u}\Delta)\mathfrak{u}$ die Aenderung der Geschwindigkeit des Elementes wegen der Bewegung von einem Punkt in der Flüssigkeit zum andern. Bekanntlich ist $(\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u} = |\mathfrak{u}| \frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial s}$, wo s der Weg in der Richtung von $\mathfrak{u}$ ist. Die äußeren Kräfte (von der Reibung abgesehen) sind nur Gravitationskräfte, und wir können daher schreiben: $\mathfrak{F} = -\Delta \Phi$. Daher ergibt sich die Eulersche Gleichung:

$$\frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial t} + (\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u} = -\Delta \Phi - \frac{1}{\varrho} \Delta p \quad . \quad . \quad (2).$$

Für stationäre Bewegung, die wir besprechen wollen, ist $\frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial t} = 0$; daher:

$$(\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u} = -\Delta \Phi - \frac{1}{\varrho} \Delta p \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

$$\mathfrak{u} \frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial s} = -\Delta \Phi - \frac{1}{\varrho} \Delta p$$

$$\frac{ds}{dt} \frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial s} = -\Delta \Phi - \frac{1}{\varrho} \Delta p.$$

Wenn wir mit $\mathfrak{u}\,dt$ vektoriell multiplizieren, so folgt

$$\mathfrak{u} \frac{\partial \mathfrak{u}}{\partial s} ds = -\Delta \Phi\, \mathfrak{u}\, dt - \frac{1}{\varrho} \Delta p\, \mathfrak{u}\, dt$$

$$^1/_2 \frac{\partial \mathfrak{u}^2}{\partial s} ds = -\Delta \Phi\, d\mathfrak{s} - \frac{1}{\varrho} \Delta p\, d\mathfrak{s} \quad . \quad . \quad (4).$$

Durch Integration erhalten wir:

$$^1/_2\, \mathfrak{u}^2 - {}^1/_2\, \mathfrak{u}_0^2 = \Phi_0 - \Phi + \frac{1}{\varrho} (p_0 - p),$$

und, wenn $\Phi = gh$ und $g\varrho = \gamma$:

$$\frac{\mathfrak{u}^2}{2g} - \frac{\mathfrak{u}_0^2}{2g} = h_0 - h + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Damit ist die Gleichung von Bernoulli bewiesen, **wenn wir einem Stromfaden folgen**; denn in Gl. (4) ist s in der Richtung von $\mathfrak{u}$ zu verstehen. Folgten wir nicht einem Stromfaden, multiplizierten wir also Gl. (3) mit einem $d\mathfrak{s}_1$ von unbestimmter Richtung, so bliebe für die gleichen Grenzwerte von Φ und p die rechte Seite der Gleichung (5) ungeändert. Aber $\int (\mathfrak{u}\Delta)\, \mathfrak{u}\, d\mathfrak{s}_1$ ist allgemein nicht unabhängig vom Wege, wir würden also nicht das Gesetz von Bernoulli erhalten.

Ein kennzeichnendes Beispiel für die Ungültigkeit des obigen Gesetzes, wenn wir keinem Stromfaden folgen, ist eine Flüssigkeitsmasse, die sich in einem senkrechten Zylinder um dessen Achse dreht, und zwar die ganze Masse wie ein starrer Körper. Bei einer idealen Flüssigkeit kann diese Bewegung mit künstlichen Mitteln erreicht werden, wenn aber einmal hergestellt, wird sie für immer erhalten. Bei Wasser ist sie wegen der Reibung leicht zu erreichen; wenn wir das Gefäß umlaufen lassen, nimmt es das Wasser mit. Da die Bewegung stationär ist, ist Gl. (3) gültig:

$$(\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u} = -\Delta \Phi - \frac{1}{\varrho} \Delta p.$$

Wir wollen nun den Druck p als Funktion des Halbmessers r und der Höhe h über dem Boden ausdrücken. Wenn ω die Winkelgeschwindigkeit ist, finden wir leicht:

$$(\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u} = -\mathfrak{r}\omega^2$$

$$\Phi = gh$$

$$-\mathfrak{r}\omega^2 = -\Delta gh - \frac{1}{\varrho} \Delta p$$

$$-\Delta \frac{r^2 \omega^2}{2} = -\Delta gh - \frac{1}{\varrho} \Delta p$$

$$p = \varrho \left(\frac{\omega^2 r^2}{2} - gh \right) + \text{konst.}$$

Die Flächen gleichen Druckes sind, wie bekannt, Rotationsparaboloide. Wir sehen, daß der Druck mit der Geschwindigkeit ωr zunimmt, und wenn wir das Gesetz von Bernoulli für zwei Punkte auf denselben Halbmesser anwenden würden, erhielten wir ganz falsche Ergebnisse. Auf einem Stromfaden dagegen ist $r =$ konst, $h =$ konst, daher $u =$ konst und $p =$ konst, das Bernoulli-Gesetz also gültig.

Die vorstehenden Betrachtungen beziehen sich auf Bewegungen irgendwelcher Art, sowohl auf wirbelfreie als auf Wirbelbewegungen; die einzige Bedingung, die wir machen, ist, daß sie **stationär** seien.

Nun wollen wir das Gesetz von Bernoulli für wirbelfreie Strömungen ableiten. Nach Helmholtz' Gesetz können in einer idealen Flüssigkeit, die einmal wirbelfrei ist, keine Wirbel entstehen, es ist daher immer

$$\text{curl}\, \mathfrak{u} = 0,$$

und da

$$(\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u} = {}^1/_2\, \Delta \mathfrak{u}^2 - [\mathfrak{u}, \text{curl}\, \mathfrak{u}]$$

$$(\mathfrak{u}\Delta)\,\mathfrak{u} = {}^1/_2\, \Delta \mathfrak{u}^2,$$

nimmt unsere Gl. (3) die Form an:

$$^1/_2\, \Delta \mathfrak{u}^2 = -\Delta \Phi - \frac{1}{\varrho} \Delta p$$

$$\frac{\mathfrak{u}^2}{2} + \frac{p}{\varrho} + \Phi = \text{konst.} = \frac{\mathfrak{u}_0^2}{2} + \frac{p_0}{\varrho} + \Phi_0 \quad . \quad (6).$$

Für stationäre wirbelfreie Bewegungen, d. h. für stationäre Strömungen, ist daher das Gesetz von Bernoulli für jeden Punkt der Flüssigkeit gültig. Im früheren Beispiel der umlaufenden Flüssigkeit war curl $\mathfrak{u} \neq 0$, daher konnten wir das Gesetz nur für eine Stromlinie anwenden. Wichtig ist die Feststellung, daß unter dem Druck p immer der ganze Druck zu verstehen ist und kein spezieller »effektiver« Druck in unsern Formeln eingeführt werden kann.

Wir wollen jetzt zu unserer besondern Aufgabe übergehen und betrachten die Flüssigkeitsbewegung in einer Strecke, die von einer senkrechten gekrümmten Wand und zwei wagerechten Ebenen begrenzt ist. Die gekrümmte Wand bildet die äußere Begrenzung, die freie Oberfläche der Flüssigkeit die innere. Da die innere Seite offen ist, steht die innere Grenzfläche unter stets gleichem atmosphärischem Druck. Wir nehmen an, daß die Flüssigkeitsbewegung stationär und wirbelfrei ist, daß wir also mit einer stationären Strömung zu tun haben. Nach den Wirbelsätzen von Helmholtz wissen wir, daß dies immer möglich ist.

Wir haben also:

$$\text{curl}\, \mathfrak{u} = 0;$$

daher können wir schreiben:

$$\mathfrak{u} = -\Delta \Psi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Die Kontinuitätsgleichung für unzusammendrückbare Flüssigkeit ist

$$\text{div}\, \mathfrak{u} = 0;$$

mit Gl. (7) daher:

$$\Delta^2 \Psi = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Das ist eine Gleichung von gleicher Form wie die Laplacesche, und die Aufgabe ist jetzt, ein Integral zu finden, das den Grenzbedingungen Genüge leistet. Diese Grenzbedingungen sind folgende: 1) Die äußere Begrenzungsfläche soll eine Stromlinie sein. 2) Auf der inneren Fläche soll die Geschwindigkeit unveränderlich sein. Diese letztere Bedingung folgt aus der Gleichung (6) mit Φ und p konst. 3) In einem gewissen Querschnitt, wo das Wasser in den betrachteten Teil des Krümmers eintritt, soll die Geschwindigkeit in jedem Punkt einen gewissen bekannten Wert haben.

Allgemein ist es unmöglich, die Aufgabe rein analytisch zu lösen. Wenn die Wand ein Kreisbogen ist, können wir

aber für einen Sonderfall eine Lösung angeben. Wir machen nämlich einen Versuch mit Stromlinien als gleichachsigen Kreisbogen und sehen, daß mit Polarkoordinaten r und ϑ innerhalb der betrachteten Grenzen der Wert

$$\psi = - a\,\vartheta$$

der Gleichung (8) Genüge leistet.

Für die Aequipotentialflächen ist $\vartheta = k_1$ und für Stromlinien, d. h. die Orthogonaltrajektorien der Aequipotentiallinien, $r = k_2$. Wenn n die Normale einer Aequipotentialfläche ist, haben wir

$$\mathfrak{u} = - \Delta \Psi = - \frac{\partial \Psi}{\partial n}\mathfrak{n} = \frac{a\,d\vartheta}{r\,d\vartheta}\mathfrak{n} = \frac{a}{r}\mathfrak{n},$$

wo $\mathfrak{n}$ ein Einheitsvektor in der Normalenrichtung ist.

Wir sehen, daß die Stromlinien gleichachsige Kreise sind und daß die äußere Wand eine Stromlinie mit $r = R$ ist. $u = \frac{a}{r}$, d. h. die Geschwindigkeit, ist auf einer Stromlinie unveränderlich, daher auch auf der inneren Fläche. Den beiden ersten Grenzbedingungen ist also Genüge geleistet. Wegen der dritten Grenzbedingung müssen wir, damit die Bewegung möglich wird, die Flüssigkeit am Eintritt so einführen, daß die Geschwindigkeiten in jedem Punkt der Gleichung $u = \frac{a}{r}$ genügen. Da dies in Wirklichkeit kaum erfüllbar ist, hat diese Lösung wenig praktische Bedeutung, doch kann sie zur Kontrolle unserer Gleichungen benutzt werden, insbesondere, ob das Gesetz von Bernoulli richtig ist, wenn wir nicht an einer Stromlinie bleiben (Gl. (6)), sofern die Bewegung wirbelfrei ist. Wir haben hier die Stromlinien und können den Druck aus der Gleichung $u = \frac{a}{r}$ sofort ableiten, wenn wir die Fliehkräfte in Betracht ziehen. Ist p der veränderliche Druck auf einen Halbmesser r und ε der kleine Winkel der Begrenzungshalbmesser des Elementes, das außerdem von zwei unendlich nahe aneinander liegenden konzentrischen Kreisen begrenzt ist, so haben wir:

$$(p + dp)(r + dr)\,\varepsilon = p r \varepsilon + 2 p\,dr\,\frac{\varepsilon}{2} + \varrho\,\frac{\varepsilon\,r\,dr\,a^2}{r^3}$$

$$d\,p = \varrho\,a^2\,\frac{dr}{r^3}$$

$$\frac{\mathfrak{u}^2}{2} + \frac{p}{\varrho} = \text{konst.}$$

In Wirklichkeit gelangt nun die Flüssigkeit mit unveränderlicher Geschwindigkeit in die Krümmung; wir wollen also diesen Fall betrachten und versuchen, die Aufgabe zeichnerisch zu lösen.

Wir wollen nochmals die Aufgabe umgrenzen: Wir müssen der Gleichung

$$\Delta \Psi^2 = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Genüge leisten, wenn

$$\mathfrak{u} = - \Delta \Psi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7),$$

und nebenbei auch den Grenzbedingungen entsprechen; diese lauten:

1) Die äußere Wand ist eine Stromlinie;

2) die Geschwindigkeit an der inneren Fläche ist unveränderlich $u = u_0$;

3) die Geschwindigkeit in der ganzen Eintrittsfläche, die am geraden Teile der Wand hinreichend weit vor Beginn der Krümmung gelegen ist, ist unveränderlich $u = u_0$.

Wir lösen die Aufgabe so, daß wir die innere Grenzfläche anstatt der äußeren als bekannt annehmen, und bestimmen von dieser inneren Fläche aus die Wand, die nach der ersten Grenzbedingung eine Stromlinie sein soll. Von verschiedenen inneren Flächen ausgehend, bekommen wir verschiedene äußere Wände und ein Bild der Strömung. Weiterhin ist, wie wir sehen werden, diese Maßnahme nicht nötig, sie erleichtert aber die Berechnung sehr. Wir nehmen ein unendlich kleines Flüssigkeitselement, begrenzt von zwei Strom- und zwei Aequipotentialflächen, Fig. 1. Die Bedeutung der Gleichungen (7) und (8) können wir jetzt ausdrücken durch

Fig. 1.

ds_1 ds_2

$$\operatorname{div} \mathfrak{u} = 0 \quad \text{und} \quad \operatorname{curl} \mathfrak{u} = 0.$$

Die erste Gleichung gibt für eine unendlich dünne Flüssigkeitsröhre, begrenzt von zwei Stromlinien, wenn f der Querschnitt der Röhre ist,

$$f u = \text{konst.} = f_0 u_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Die zweite Gleichung bedeutet, daß das Integral von $\mathfrak{u}$ längs der Begrenzungslinie des Elementes gleich 0 sein soll. Die Aequipotentialflächen liefern keinen Beitrag, da $\mathfrak{u}$ senkrecht zu ihnen steht; für die Stromlinien von der Größe ds_1 und ds_2 gilt

$$\left(u + \frac{\partial u}{\partial n} dn\right) ds_2 - u\,ds_1 = 0.$$

Ist r der Krümmungshalbmesser des inneren Stromlinienelementes, so kann leicht gezeigt werden, daß

$$ds_2 = ds_1 \frac{r + dn}{r}.$$

Dies geht daraus hervor, daß die Differenz von ds_2 und ds_1, welche dadurch entsteht, daß ds_2 und ds_1 nicht parallel sind, unendlich klein gegen die aus der Krümmung entspringende Differenz ist.

Daher: $$\left(u + \frac{\partial u}{\partial n} dn\right) ds_1 \frac{r + dn}{r} - u\,ds_1 = 0.$$

$$\frac{\partial u}{\partial n} = - \frac{u}{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10).$$

Die Gleichungen (9) und (10) geben uns die Lösung. Liegen die beiden begrenzenden Stromlinien nicht unendlich nahe aneinander, aber doch so nahe, daß es erlaubt ist, eine lineare Aenderung von u und $\frac{\partial u}{\partial n}$ auf den Aequipotentialflächen anzunehmen, so können wir schreiben, wenn die innere Geschwindigkeit $= u_1$, die äußere $= u_2$, und mit einer Wasserschicht von der Höhe 1, $dn = f$:

$$u_2 = u_1 + \tfrac{1}{2}\left(\frac{\partial u_1}{\partial n} + \frac{\partial u_2}{\partial n}\right) f \quad . \quad . \quad . \quad (11),$$

$$\tfrac{1}{2}(u_1 + u_2) f = u_0 f_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12).$$

Daher mit Gl. (10):

$$u_2 = u_1 - \tfrac{1}{2}\left(\frac{u_1}{r_1} + \frac{u_2}{r_2}\right) f \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

Wenn die Stromlinien nahe aneinander liegen, ändert sich r für Punkte in derselben Aequipotentialfläche sehr wenig, und wir können ohne merkbaren Fehler $r_2 = r_1$ setzen.

Daher: $$u_2 = u_1 - \frac{f_0 u_0}{r_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14),$$

$$f = \frac{2 f_0 u_0}{u_1 + u_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Da auf der inneren Fläche $u_1 = \text{konst} = u_0$, ist f unabhängig von u_0. Dies gilt für alle Stromröhren, d. h. für eine unveränderliche Eintrittsöffnung ist die Form der Stromlinien für die gleiche Wand unabhängig von der Geschwindigkeit. Dieses bemerkenswerte Ergebnis ist auch verständlich; denn wenn die Geschwindigkeit größer ist, ist auch die Fliehkraft größer, daher auch der absolute Druckzuwachs, wodurch die absolute Geschwindigkeitsverminderung größer wird, doch so, daß die relative (prozentuelle) Geschwindigkeitsverminderung unverändert bleibt. Wir können daher mit einer Geschwindigkeit $u_0 = 1$ rechnen.

Wir nehmen als innere Stromlinie eine Sinuskurve an und gehen an den Grenzen, die Inflexionspunkte der Sinuskurve sind, kontinuierlich in Gerade über. Für verschiedene Punkte wird r nach Größe und Richtung berechnet und weiter mit Gl. (14) und (15) u_2 und f. Auf dem Halbmesser r tragen wir die entsprechenden Werte von f ab und erhalten so die zweite Stromlinie. Die Koordinaten der Punkte dieser zweiten Kurve sind also analytisch bestimmt. Um den Krümmungshalbmesser in einem Punkte dieser zweiten Kurve hinreichend genau zu erhalten, legen wir zweckmäßig eine Parabel von zweiter (oder nahe den Endpunkten womöglich dritter) Ordnung durch diesen Punkt und die beiden nächsten, die vorher analytisch bestimmt sind. So können wir die Koordinaten der Punkte der dritten und folgenden Stromlinien erhalten. Da es möglich ist, all das mit beliebiger Genauigkeit zu berechnen, ohne etwas zu zeichnen, können wir das Verfahren eher analytisch als graphisch nennen.

Da wir keine bekannten Funktionen haben, mit denen wir die Gleichungen der Stromlinien ausdrücken können, haben wir nichts andres zu tun, als die Koordinaten einer hinreichend großen Anzahl von Punkten zu ermitteln, und da das Ergebnis sowohl unsern Gleichungen als unsern Grenzbedingungen genügt, ist es die Lösung der Aufgabe.

Als Beispiel, Fig. 2, habe ich 5 Stromlinien gewählt, die ursprünglich im Abstande 1 voneinander stehen; die erste ist die Sinuskurve, die fünfte soll die Wand sein. Diese ist ungefähr ein in zwei Geraden übergehender Viertelkreis (vergl. die punktierte Linie) mit dem Halbmesser 15,3. Wir sehen, daß die Krümmung an der inneren Begrenzungsfläche vor der Krümmung der Wand beginnt. Bemerkenswert sind die Anschwellungen der Stromröhren, die am Eintritt alle die Größe 1 hatten, auf 1,05, 1,17, 1,31, 1,47; ihre Summe beläuft sich also auf 5, gegen die Summe von 4 am Eintritt, d. i. eine Gesamtanschwellung von 25 vH. Die stärkste Geschwindigkeitsverminderung (an der Wand) beträgt 36,3 vH.

Fig. 2. Stromlinien.

Da die Geschwindigkeit kleiner wird, und da durch den größten Querschnitt in der Zeiteinheit soviel Wasser durchströmt wie durch den kleinsten, muß in der Krümmung kinetische Energie in Druckenergie übergehen.

Wir sind von der inneren Stromlinie ausgegangen, doch könnten wir auch die äußere Begrenzungsfläche als bekannt annehmen. Dann müßten wir mit den $2n$ unbekannten Koordinaten $x_1\,y_1$, $x_2\,y_2$ usw. der inneren Kurve rechnen anstatt mit Zahlenwerten, bis wir die Wandkurve bekommen, und die unbekannten Koordinaten durch diese bekannten ausdrücken.

In allen diesen Betrachtungen haben wir die Reibung vernachlässigt. Doch können, sofern die Reibungszahlen bekannt sind, ihnen entsprechend Annäherungsberichtigungen vorgenommen werden.

Wenn wir kein Bild der einzelnen Flüssigkeitsröhren anstreben, können wir der Einfachheit wegen, wenn die Breite der Flüssigkeitsschicht gegen den Krümmungshalbmesser gering ist, diese als eine einzige Flüssigkeitsröhre betrachten. Um in diesem Falle genauere Ergebnisse zu erhalten, können wir eine Berichtigung für die in Gl. (14) gemachte Annäherung $r_1 = r_2$ eintreten lassen. Gl. (14) wird dann die Form erhalten:

$$u_2 = u_1 - \frac{r_0\,u_0}{r_m},$$

wo

$$r_m = r_1 \frac{1 + \frac{u_2}{u_1}}{1 + \frac{u_2}{u_1}\frac{r_1}{r_2}}.$$

r_m ist durch allmähliche Annäherung zu erhalten.

Endlich möchte ich noch betonen, daß ich in meinen Betrachtungen von keinerlei Hypothesen ausgegangen bin. Da alle Ergebnisse aus Gl. (1) mathematisch abgeleitet worden sind, kann meiner Meinung nach nur diese angezweifelt werden, und zwar nach der Richtung hin, ob der Ausdruck der Kraft durch den Druck p wirklich $-\Delta p$ lautet, wo unter p der wirkliche gesamte Druck in kg/cm² in der Flüssigkeit verstanden ist. Das ist aber mit Notwendigkeit richtig, wenn p ein wirklicher Skalar ist, d. h.

1) wenn p sich in der Flüssigkeit (von einzelnen etwa möglichen Unstetigkeitsflächen abgesehen) von Punkt zu Punkt stetig ändert,

2) wenn p in einem bestimmten Punkt in allen Richtungen den gleichen Wert hat (d. h. das Spannungsellipsoid der festen Körper für Flüssigkeiten eine Kugel ist).

Das erste ist der Fall für alle bekannten physikalischen Erscheinungen, das zweite scheint auch ein Axiom zu sein und kann außerdem aus der bekannten Tatsache abgeleitet werden, daß ein Element einer reibungsfreien Flüssigkeit, wenn man sein Volumen nicht ändert, ohne Arbeitleistung deformiert werden kann. Daß dies nicht nur für den Ruhezustand gültig ist, erkennen wir, wenn wir bedenken, daß wir nur von dem Druck in einem Punkt in einem Zeitpunkt sprechen, daher ein unendlich kleines Element zu betrachten haben, das wir als in Ruhe befindlich untersuchen können, da alle seine Punkte gegenüber dem Gefäß dieselbe relative Geschwindigkeit haben.

Zusammenfassung.

Ausgehend von den hydrodynamischen Gleichungen habe ich gezeigt, daß das Gesetz von Bernoulli 1) für ideale Flüssigkeit und stationäre Bewegung für eine Stromlinie und 2) für wirbelfreie Bewegung ganz allgemein, d. h. für jeden Punkt richtig ist.

Ich habe eine Darstellung der Flüssigkeitsbewegung in einer Krümmung gegeben und gezeigt, daß die Flüssigkeit darin eine Anschwellung haben muß und daß diese Anschwellung bei unveränderlicher Eintrittsbreite unabhängig von der Geschwindigkeit ist. Wegen der Anschwellung muß in der Krümmung kinetische Energie in Druckenergie übergehen.

Hr. Prof. Donát Bánki, dem wir von dem vorstehenden Aufsatze Kenntnis gegeben haben, äußert sich dazu, wie folgt:

In meinen Aufsätzen unter obigem Titel bin ich auf die aus der theoretischen Hydraulik wohl bekannte Behandlung nicht näher eingegangen; denn ich hielt eine Wiederholung derselben für unnötig und aus später anzugebenden Gründen auch nicht am Platze. Wenn ich Hrn. Liljeblad richtig verstehe, wiederholt er zum Teil und kurz die z. B. in Föppls ausgezeichneten Werken eingehend und meisterhaft klar behandelte Feststellung des Energieausdruckes und die Anwendung der hydrodynamischen Gleichungen auf Potentialbewegungen auch nur aus dem Grunde, damit »etwaige Fehler oder unerlaubte Anwendungen von Gleichungen sofort an dem betreffenden Punkt erkennbar werden«.

Da die von Liljeblad mitgeteilte theoretische Behandlung der Strömung gegenüber der, auf welche ich mich bezogen und deren Richtigkeit bestritten habe, nichts im Wesen Neues enthält, so konnte sie mich von der angeblichen Unrichtigkeit meiner Auffassung nicht überzeugen. Dennoch bin ich Hrn. Liljeblad zu Danke verpflichtet, weil sein Aufsatz mir Gelegenheit bietet, einige neue Beweismittel in die Streitfrage zu bringen.

Meine bisherigen Beweismittel sind nach Liljeblad »nur Erwägungen« aber keinesfalls »mathematisch«. Bei dieser Gegenüberstellung von »Erwägung« und »mathematisch« wird übersehen, daß ja mathematische Ableitungen auch Erwägungen sind, wobei von Ergebnissen Gebrauch gemacht wird, die entweder der Erfahrung entnommen sind, oder wieder und wieder aus wenn auch früheren und anderweitigen Erwägungen entstanden sind. Neue Erwägungen sind die erste Bedingung, um überhaupt zu neuen Ergebnissen gelangen zu können; wie weit dabei von mathematischen Hülfsmitteln Gebrauch gemacht wird, hängt von vielen Umständen ab. Es kann sein, daß Erwägungen allein, ohne mathematische Hülfsmittel, ausreichen, um zu neuen Ergebnissen zu gelangen, neue Gesetze zu entdecken oder neue Prinzipien zu erkennen, wie z. B. das ohne mathematische Hülfsmittel erkannte große Prinzip von der Erhaltung der Energie zeigt. Es kann auch sein, und das wird wohl der zumeist vorkommende Fall sein, daß für eine vorliegende Aufgabe die jetzigen mathematischen Hülfsmittel überhaupt

nicht ausreichen und wir, wie Stodola im Vorwort seines Buches über Dampfturbinen sagt: »an den Fußangeln einer unlösbaren Differentialgleichung hängenbleiben«. Zwischen diesen Grenzfällen liegen die Aufgaben, die mathematisch behandelt werden können. Doch wie, mit welcher Art und mit welchem Aufwande mathematischer Hülfsmittel eine bestimmte Aufgabe behandelt werden muß, das hängt in erster Reihe davon ab, wozu sie zu dienen hat. Eine höhere mathematische Behandlung kann z. B. in einem Lehrbuch, wo man sich auf breit aufgebaute wissenschaftliche Grundlage stellen kann, oder bei abstrakt wissenschaftlichen Forschungen sehr am Platze sein, den technischen Bedürfnissen der Ingenieure aber vielleicht weniger entsprechen als eine solche, bei der außer den elementaren Vorkenntnissen eines jeden Ingenieurs nichts vorausgesetzt ist, was das Gedächtnis belastet oder ein Nachschlagen in Lehrbüchern erfordert.

So scheinen mir die aus Lehrbüchern über Hydrodynamik, wo sie ja am richtigen Platze sind, herausgegriffenen Bruchstücke von Ableitungen hier nicht am Platze zu sein, weil sie Gleichungen heranziehen, Bezeichnungen benutzen [z. B. »div.«, »curl.«, Differentialoperatoren für u und für das Kraftpotential (Φ), den Laplaceschen Operator (Δ^2) für das Geschwindigkeitspotential (Ψ)] und sich auf Begriffe stützen, die aus dem Gedächtnis der großen Mehrzahl der Ingenieure längst verschwunden sind. Wir können aber einen großen Teil des mathematischen Rüstzeuges ablegen, ohne in unsern Folgerungen die wissenschaftliche Strenge einzubüßen, indem wir von vornherein die vereinfachende Annahme machen, unter der die Endergebnisse der Ableitung, von der allgemeinsten, für jede Flüssigkeit und für jede Bewegung gültigen Eulerschen Gleichung ausgehend, aber den breiten Weg Schritt für Schritt verlassend, entstanden sind: nämlich die Annahme stationärer, wirbelfreier Strömung einer unzusammendrückbaren, reibungslosen Flüssigkeit.

Für eine solche Flüssigkeit für den Fall des Ueberganges von einem Querschnitt in einen kleineren Querschnitt kann der Bernoullische Satz für einen Stromfaden ohne weiteres angeschrieben werden. Wenn in allen Punkten eines Querschnittes gleiche Geschwindigkeiten vorausgesetzt werden, was ja bei ideeller Flüssigkeit eine denkbare Voraussetzung und bei kurzer Leitung auch für wirkliche Flüssigkeit annähernd der Fall ist, so folgt die Unveränderlichkeit des Bernoullischen Trinoms für sämtliche Querschnittpunkte.

Eine Strömung in entgegengesetztem Sinne, d. h. von einem kleineren Querschnitt in einen größeren, würde den erweiterten Querschnitt nicht ausfüllen, und durch eine Erweiterung an einer Stelle einer geraden Leitung wird der Strom mit unverändertem Querschnitt hindurchfließen, wobei stehendes Wasser um diesen Strahl die feste Wandung ersetzt und in dem erweiterten Querschnitte keine Druckerhöhung entsteht. Wenn wir bei Erweiterung des Rohrquerschnittes die gleichmäßige Ausbreitung des Strahles dennoch voraussetzen, so ersetzen wir die ideale Flüssigkeit durch eine solche mit der Eigenschaft der Viskosität. Wenn wir die Strahlausbreitung über den erweiterten Querschnitt vorausgesetzt haben, so schließt diese Annahme die Druckerhöhung laut dem Bernoullischen Satz in sich, wie auch die Erweiterung des Satzes für alle Punkte der Querschnitte.

Fig. 3.

Wenn wir, zu unserm Fall übergehend, uns einen Stromkanal aus dem gekrümmten Strahl ausgeschnitten denken, Fig. 3, so können wir die äußere Stromfläche als eine feste und die innere Stromfläche als eine nachgiebige Kanalwand betrachten, auf welche die in der Figur angedeuteten Kräfte wirken. Nehmen wir an der Einströmseite (links), sonst aber an beliebiger Stelle — A_1 —, einen Querschnitt an. Auf diesen wirkt in der Strömungsrichtung die resultierende Kraft P. Es läßt sich zu diesem Querschnitt auf der Ausströmseite (rechts) ein ebenso großer Querschnitt A_2 mit derselben Spannung finden. Auf diesen letzteren Querschnitt wirkt also die Kraft $-P$. Zwischen den zwei Querschnitten befindet sich eine Flüssigkeitsmasse im Gleichgewicht, die also auf die Bewegung der Querschnittflächen keinen Einfluß hat. Wir dürfen daher diese Masse weggenommen denken, wodurch die Querschnittfläche A_2 mit A_1 zusammenfällt. Nun wirken auf die gemeinschaftliche Fläche die Kräfte P und $-P$ ein. In der Bewegungsrichtung ist also gar keine resultierende Beschleunigungskraft vorhanden, daher auch keine Beschleunigung, infolgedessen $u =$ konst. Da der Querschnitt auf der Einströmseite ganz beliebig gewählt ist, so folgt, daß die Strömungsgeschwindigkeit entlang dem ganzen Stromkanal unverändert bleiben muß. Der Strahl kann sich also in der Krümmung nicht verdicken, auch dann nicht, wenn wir Viskosität voraussetzen, die bei der Leitung in einem allerseits festwandigen Kanal eine Strahlerweiterung ermöglicht.

Mithin halte ich meine gemachten Schlußfolgerungen ohne Vorbehalt aufrecht, daß 1) der Bernoullische Satz für abgelenkten Strom sowohl für einen Stromfaden wie auch für beliebige Punkte ungültig ist; 2) die Geschwindigkeiten in der Krümmung unverändert bleiben, womit gesagt ist, daß ein Kraftpotential nicht ohne weiteres das Vorhandensein eines Geschwindigkeitspotentials bedingt; 3) die durch zentrale Massenkräfte erzeugten Spannungen die Druckenergie nicht erhöhen. Der Gegensatz zwischen dieser Auffassung und der theoretischen Behandlung der Hydrodynamik besteht darin, daß letztere Beschleunigungskräfte in der Strömrichtung und Veränderlichkeit der Geschwindigkeit, die nicht bestehen, und damit Umwandlung von Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie und umgekehrt, was nicht der Fall ist, voraussetzt.

In Wirklichkeit können in den Querschnittpunkten, wo gleiche Drücke herrschen, die Geschwindigkeiten von sehr verschiedener Größe sein; so können z. B. in einem langen, geraden Rohr nach Gardner, Hubbel und Fenkell[1]) die Geschwindigkeiten annähernd durch die Hälfte eines Rotationsellipsoides mit den Hauptachsen »Rohrdurchmesser« und »größte Geschwindigkeit des Querschnittes« und einen Zylinder, dessen Höhe der halben Höchstgeschwindigkeit gleich ist, dargestellt werden. Ein Modell eines Geschwindigkeitskörpers mit von diesen nicht sehr abweichenden Maßverhältnissen sehen wir in Fig. 4. Mit den Annahmen von Gardner-

Fig. 4.
Modell eines Geschwindigkeitskörpers.

Hubbel-Fenkell ergibt sich durch eine einfache Berechnung die mittlere Geschwindigkeit zu dem 0,8333fachen der Geschwindigkeit in der Mitte; die mit der mittleren Geschwindigkeit berechnete Bewegungsgröße ist das 0,9804fache der mit den tatsächlichen Geschwindigkeiten berechneten Bewegungsgröße, und das Verhältnis der entsprechenden Geschwindigkeitshöhen ist $= 0,9448$. Aehnlich große Verschiedenheiten dürften zwischen den Geschwindigkeiten in den

[1]) »Experiments at Detroit, Mich., on the effect of curvature upon the flow of water in pipes«, Translations of the American Society of Civil Engineers Vol. XLVII 1902.

einzelnen Punkten eines viereckigen Querschnittes nur bei sehr langer Leitung bestehen, bei Ausflußstutzen ist hingegen die Geschwindigkeit fast über den ganzen Ausflußquerschnitt beinahe unveränderlich und nur unmittelbar an den Begrenzungen schnell abfallend.

Es ist leicht einzusehen, daß bei ungleicher Geschwindigkeitsverteilung in der Krümmung die Parallelbewegung aufhören muß; die mit größeren Geschwindigkeiten strömenden Punkte verdrängen, indem sie ihre Richtung zu behalten trachten, die tiefer liegenden, mit kleineren Geschwindigkeiten fließenden Elemente, die hierdurch gezwungen sind, nach innen zu fließen. So entstehen Stromlinien, die sich im Raum kreuzen und in der Seitenprojektion als einander schneidende Linien erscheinen. Der Uebergang der Stromelemente in Räume von höherer Spannung und umgekehrt erfolgt nach meinen obigen Auseinandersetzungen ohne jede Aenderung der Geschwindigkeit. Durch die Reibungen entstehen hierbei Wirbelungen, die die Vorstellung des ohnehin sehr verwickelten Vorganges noch erschweren. Wenn wir von diesen Wirbelungen absehen, so können wir uns die Strömung als ein Geflecht vorstellen, dessen Seitenansicht vor unsern geistigen Augen als ein Netz der einander kreuzenden Stromlinien erscheint. Die innere Begrenzungsfläche ist keine Stromfläche sondern die Umhüllung der auf die Oberfläche gedrängten Stromlinien.

Daß die Strömung in der Krümmung wirklich so ähnlich verläuft, wie ich hier beiläufig beschrieben habe, läßt sich daraus folgern, daß vor der Krümmung in den Strom gespritzte farbige Flüssigkeit sich in der Krümmung als ein Schleier verbreitet, was nur mit der beschriebenen Strömung erklärt werden kann, wobei die Wirbelungen zur gleichmäßigen Färbung auch beitragen dürften. Besser als bei Wasser kann man den Vorgang bei Luft beobachten. Ich habe in einem Kessel durch Verbrennung von in Oel und Benzin getränktem Werg dichten Rauch erzeugt und diesen mit Wasserdruck durch Krümmer ausströmen lassen. An den mit Papier bedeckten Kanalwänden erscheinen Zeichnungen, die die obigen Voraussetzungen über den Strömungsvorgang bestätigen.

Die theoretischen Ergebnisse für ideale Flüssigkeiten werden gewöhnlich auf wirkliche Flüssigkeiten angewendet, indem man stillschweigend voraussetzt, daß die wirklichen Vorgänge mit den theoretisch gefundenen in qualitativer Hinsicht im Einklang stehen und bis zu einem gewissen Genauigkeitsgrade auch in quantitativer Hinsicht übereinstimmen. In dem Zahlenbeispiel von Liljeblad ist die Ablenkung = 90° und der Krümmungshalbmesser = 3,825 mal Stromdicke. Für diesen Fall ergibt die Berechnung von Liljeblad bei Annahme einer Sinuslinie als innerer Begrenzung des Stromes die Anschwellung von 4 auf 5 und eine Abnahme der Geschwindigkeit im mittleren Schnitt von der Oberfläche bis zum Boden von 1 auf 0,7. Diese Zahlenwerte ändern sich nur unerheblich, wenn wir mit gleichachsigen Kreisen als Stromlinien rechnen, wie es von andern Seiten ebenfalls geschieht. In andern, dem Austritt aus der Krümmung näher liegenden Querschnitten sind die Geschwindigkeitsunterschiede verhältnismäßig zwar kleiner, aber die Gesetzmäßigkeit, wonach die Geschwindigkeiten nach außen zu abnehmen, bleibt bestehen. Wäre das theoretische Ergebnis richtig, so müßten in Wirklichkeit, wo die Geschwindigkeiten schon in der Geraden nach der Bodenfläche hin ohnehin abnehmen, die Abnahmen in der Krümmung noch ausgeprägter zum Vorschein treten, als die Berechnung für ideale Flüssigkeiten ergibt. Das ist jedoch nicht der Fall; gerade umgekehrt, die Geschwindigkeiten sind an der Innenseite kleiner als an der Außenseite. Größte Drücke und größte Geschwindigkeiten fallen also zusammen. Das ist eine Tatsache, die unstreitig beweist, daß die Strömung so ähnlich erfolgt, wie ich sie beschrieben habe, und daß die einschlägigen theoretischen Ergebnisse der Hydrodynamik für technische Zwecke unbrauchbar sind.

Einen wichtigen Beitrag zur Erkenntnis des Strömungsvorganges geben die in Anknüpfung an die Abhandlung von Gardner, Hubbel und Fenkell (a. a. O.) mitgeteilten Versuche von Saph und Schoder an der Cornell University mit Rohrleitungen von 2" engl. Dmr. und dem 9,58- bis 3,84 fachen Rohrdurchmesser als Krümmungshalbmesser unter 180° Ablenkung. An Hand der mitgeteilten Isotachen habe ich ein Modell, Fig. 5, anfertigen lassen, welches zeigt, wie die größeren Geschwindigkeiten von der Mitte (vergl. Fig. 4) an die Außenseite getreten sind und die Flüssigkeit mit kleineren Geschwindigkeiten an die Innenseite gedrängt worden ist. Der Krümmungshalbmesser hat nur wenig Einfluß auf die Geschwindigkeitsverteilung. Energieverluste treten hauptsächlich beim Ein- und Austritt in und aus der Krümmung auf; daher dürfte die Krümmungslänge nur insofern zu den Energieverlusten beitragen, als sich der spezifische Reibungsverlust durch die geänderte Geschwindigkeitsverteilung geändert hat. Dies erinnert an die Weisbachschen Versuche, die gezeigt haben, daß die Verluste, die bei einer Ablenkung um 90° entstehen, durch fortgesetzte Ablenkung nur noch sehr wenig vergrößert werden. Hierin kann auch die Erklärung für das

Fig. 5.

Modell der Geschwindigkeiten in einer Krümmung.

interessante und technisch sehr wichtige Ergebnis der amerikanischen Versuche gefunden werden, daß in einer Rohrleitung nicht die großen Krümmungshalbmesser die kleinsten Gefälleverluste verursachen, sondern die verhältnismäßig scharfe Krümmung mit etwa dem $2^1/_2$ fachen Rohrhalbmesser als Krümmungshalbmesser.

Mit diesen Auseinandersetzungen glaube ich für meine Behauptungen genügende Beweise erbracht zu haben; dennoch möchte ich das entscheidende Wort den Versuchen überlassen, die mit einer zu diesem Zweck entworfenen Versuchseinrichtung im Zuge sind und die ich demnächst zu veröffentlichen gedenke.

Zum Schlusse komme ich auf die einleitenden Worte von Liljeblad zurück. Ich kann vielleicht ohne Ueberschätzung der Wichtigkeit der von mir aufgeworfenen Fragen behaupten, daß sie, ob man mit meinen Auseinandersetzungen einverstanden ist oder nicht, mit Stillschweigen nicht übergangen werden können. Ich trete vor die Oeffentlichkeit nicht mit bloßen Behauptungen, sondern mit Erwägungen, die von maßgebenden Seiten entweder bestätigt oder mit Gegenbeweisen bekämpft werden müssen. Ich bin auch fest überzeugt, daß das bisherige Stillschweigen nicht auf Nichtbeachtung, sondern auf einer stillen Gedanken- und Laboratoriumsarbeit beruht.

Budapest. **Donát Bánki.**

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 7. und 13. Juni 1912.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Sitzung vom 9. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Heil.
Anwesend 35 Mitglieder.

Hr. Dr.=Ing. Förster spricht über die

Sicherheitsvorrichtung für Dampffördermaschinen von Grunewald[1]).

Die Vorrichtung sieht folgende drei Mittel vor, um eine wirtschaftliche und zuverlässige Steuerung zu erzielen:

1) zwangläufiges Verkleinern der Zylinderfüllung bis auf null,

2) selbsttätiges Abstellen der Dampfzufuhr und mäßige Stauwirkung,

3) zwangläufig eingestellte abgestufte Bremswirkung, falls die andern Mittel für die erforderliche Verzögerung nicht genügen.

Auf der Spindel wandert bei der Drehung eine Mutter *m* hin und her, die durch die Führung auf der Stange *s* am Drehen verhindert wird. An jedem Ende ist an einem Ansatz ein einstellbarer Stift *t* angebracht, der die mit der Spindel *b* verschiebbare Hülse *h* hin und her schiebt.

h trägt etwa 5 »Schubleisten« *g* von verschiedener Länge. Diese Schubleisten wirken durch die Hebel *i* auf die Umsteuerung und durch die Hebel *l* auf die Drosselklappe ein. Diese wird nach der Umstellung wieder frei gegeben. Ferner trägt die Hülse *h* Anschläge *n*, die verschieden weit vorspringen und die Bremshebel *k* umlegen und so eine Stufenbremse betätigen. Außerdem werden diese Bremshebel noch durch die Endanschläge *p* der Hülse *h* bedient. Die Hülse erhält außer der hin- und hergehenden Bewegung durch die Wandermutter noch eine drehende Bewegung durch die Stange *o* vom Regler.

Die Wirkungsweise ist folgende: Wenn bei Beginn der Fahrt die Maschine beschleunigt wird, so verkleinert der höher gehende Regler zunächst mit dem Gestänge *q* die Füllung und verdreht dann durch die Stange *o* die Hülse *h*, nachdem er während eines gewissen Weges infolge einer bestimmten Breite der kürzesten Schubleiste ohne Einfluß geblieben ist. Da *h* außerdem verschoben wird, so wird je nach dem Zeitpunkt des Erreichens der Höchstgeschwindigkeit eine längere oder kürzere Schubleiste zunächst den Drosselhebel *l* und gleich darauf den Steuerhebel *i* treffen und die Steuerung auf eine mäßige Staustellung oder auf Nullstellung zurückführen. Zu dieser Staustellung ist folgendes zu bemerken:

Fig. 1 bis 3.

Sicherheitsvorrichtung von Grunewald, mit Regel-, Stau- und abgestufter Bremswirkung.

Die Staunocken nach dem Patent Grunewald-Schönfeld sind kleine Nokken, die zwischen den Einlaßnocken sitzen; während die Einlaßventilhebel über diesen Einlaßnocken stehen, treten die Auslaßnocken noch nicht in Tätigkeit. Es wird also in dieser Stellung beim Rückgang des Kolbens nicht das Auslaßventil, sondern das Einlaßventil geöffnet und dadurch der Dampf in die Leitung zurückgedrückt. Durch diese Stauwirkung wird das mit Dampfverlusten und schwer regelbarer Wirkung verbundene Gegendampfgeben vermieden. Diese durch die Schubleisten eingestellte regelbare Stauwirkung bringt die erforderliche Verzögerung hervor. Sollte diese nicht genügen, so wirken außerdem die verschieden weit vorspringenden Anschläge *n*, welche eine abgestufte Wirkung der Bremse, also ein zusätz-

Fig. 1 bis 3 zeigen die Konstruktion. Auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte sind in zwei Lagerböcken eine Schraubenspindel *a* oben und eine mit Feder versehene und drehbare Spindel *b* unten gelagert.

Die Schraubenspindel trägt an dem einen Ende den Kegelräderantrieb von der Steuerwelle der Maschine aus, an dem andern Ende zwei Kettenzahnräder zum Antrieb des Reglers.

[1]) Vergl. Z. 1910 S. 725; 1911 S. 2054.

liches, verzögerndes Moment einschalten. Jedoch wird diese Wirkung so eingestellt, daß der Maschinist gegen Ende der Fahrt die Bremse wieder frei in der Gewalt hat. Ebenso hat der Maschinist auch die Möglichkeit, die Stauwirkung zu vermindern, indem er durch Zusammendrücken der im Gestänge eingeschalteten Federn den Umsteuerhebel auf die Einlaßnocken zurückführt

Die Geschwindigkeitsdiagramme, Fig. 4, zeigen den Verlauf für verschiedene Belastungsfälle. Die erste große Beschleunigung wird nach Erreichen des Punktes *a* vermindert, indem der Regler die Füllung verkleinert. Je nach der zu fördernden Last wird die Höchstgeschwindigkeit bei *b* früher oder später erreicht und dann nach Maßgabe der durch die Verdrehung der Hülse *h* zur Wirkung kommenden längeren oder kürzeren Schubleisten die Verzögerungsperiode früher oder später eingeleitet. Wird die negative oder leichte Last unaufmerksam gefahren, gibt also der Maschinist bei Beginn der Fahrt denselben Dampf wie bei normaler Last, so wird die Höchstgeschwindigkeit eher erreicht und der Auslaufweg entsprechend den gestrichelten Diagrammen verlängert. Da

Fig. 4.

Theoretische Geschwindigkeitsdiagramme für verschiedene Belastungsfälle, entstanden durch Einwirkung der Sicherheitsvorrichtung.

jedoch eine Sicherheitsvorrichtung den Maschinisten an der richtigen und gewohnten Fahrweise nicht behindern darf, so kann und soll der Maschinist die negativen und leichten Lasten langsam und vorsichtig fahren. Die Dampfzufuhr wird dann entsprechend der geringeren Geschwindigkeit durch die kürzeste Schubleiste, also später, abgestellt und die Auslaufgeschwindigkeit durch die zusätzliche Bremswirkung geregelt. Besonders wichtig ist hierbei, daß die Verzögerungsperiode **immer**, also auch dann, wenn die Fördergeschwindigkeit ihren größten Wert nicht erreicht, zwangläufig zur richtigen Zeit — einige hundert Meter vor der Hängebank — eingeleitet wird. Der Regler gibt dem Maschinisten freie Hand bei der Betätigung der Steuerung bis zu den äußersten zulässigen Grenzen. Hat die Maschine keine Staunocken, so wird der Auslauf durch die frühere oder spätere Abstellung der Dampfzufuhr und durch die zusätzliche stufenweise Bremswirkung geregelt. Durch eine Endauslösung wird die stärkste sofortige Bremswirkung eingestellt, und ebenso wird auch durch einen Anschlag beim Anfahren das Auslegen der Steuerung nach der falschen Seite verhindert. Diese beiden Vorgänge sind allgemeine Forderungen, die jede Steuerung haben muß, sind also für die Grunewaldsche Vorrichtung nicht besonders kennzeichnend. Dagegen ist ein wesentliches und für sie sprechendes Merkmal, daß sie im ganzen mit nur einem Regler versehen ist, der auch die Füllungen ändert und mit ihr auf einer Grundplatte steht.

Zu erwähnen ist ferner noch, daß für Seilfahrt eine andre, in der Zeichnung ersichtliche Uebersetzung des Reglerantriebes eingekuppelt wird, so daß der Regler stets die gleiche Höchstgeschwindigkeit erreicht, also auch die einzelnen Vorgänge stets in gleicher Weise beeinflußt. Die Sicherheitsvorrichtung ist u. a. eingebaut bei einer Zwillingsfördermaschine für die Königliche Berginspektion X Göttelborn für eine Teufe von 240 m, 2 t Nutzlast, 80 Züge in der Stunde bei 16 m/sk größter und 8 m/sk mittlerer sowie 6,5 m/sk Seilfahrts-Geschwindigkeit.

Die Sicherheitsvorrichtung hat sich zusammen mit einer Stufenbremse und den Staunocken nach Angabe des Revierbeamten bisher gut bewährt. Die Maschine in Göttelborn ist von Ehrhardt & Sehmer gebaut. Die dortige Bremse ist von Schönfeld bezogen.

Die Skodawerke, Pilsen, sehen die Sicherheitsvorrichtung für ein Silbererzbergwerk vor, in welchem von 7 verschiedenen Sohlen im Abstande von je 50 m aus 1000 m, 1050 m .... bis 1300 m Teufe 2 t Nutzlast ohne Seilausgleich mit Trommel gefördert werden. Die Teufe wird mehrmals am Tage geändert. Mit der vorliegenden Sicherheitsvorrichtung kann einem solchen Wechsel, der mehr oder weniger bei jeder Fördermaschine eintritt, in der einfachsten Weise Rechnung getragen werden: Nach Fig. 5 wird nur und allein die Länge der Wandermutter *m*, die mit den Stiften *t* die Hülse *h* hin und her schiebt, geändert, und der weithin sichtbare Zeiger

Fig. 5.

Wandermutter für wechselnde Teufen.

zeigt an, von welcher Teufe augenblicklich gefördert wird. Da aber der Antrieb für die Spindel der Wandermutter nicht geändert wird, so wird dieselbe Spindel gleichzeitig zum Antrieb der Teufenanzeiger verwendet, ein besonderer Teufenzeigerantrieb fällt fort.

Bei großen Teufen geht die Wandermutter bei Beginn der Fahrt eine gewisse Strecke leer, d. h. sie verschiebt die Hülse *h* nicht. Damit nun auch während dieser Zeit bei unaufmerksam gefahrenen, großen negativen Lasten die zulässige Höchstgeschwindigkeit nicht überschritten werden kann, stoßen während dieses Leerganges noch besondere Nocken n_1, Fig. 6, auf die verlängerte Stufenbremsstange *k*, falls die Geschwindigkeit in der Anfahrperiode zu stark an-

Fig. 6. Stufenbremsregelung.

Dieselbe Hülse *h* trägt auf der Unterseite die nicht gezeichneten 5 Schubleisten *g* für den Drosselhebel und für den Umsteuerhebel.

wachsen sollte. Die Geschwindigkeit bei positiven und kleinen Lasten wird aber während des ersten Teiles des Hubes auch schon durch die vom Regler selbsttätig eingestellten kleinen Zylinderfüllungen in den zulässigen Grenzen gehalten.

So werden durch die gewählte Vereinigung der drei eingangs angegebenen, von **einem** Regler betätigten Mittel alle Teile des Förderzuges wirtschaftlich gesteuert und vollkommen gesichert.

Hr. Kratz berichtet über den Entwurf der Normalien für Rohrleitungen und den Entwurf der Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Bücherschau.

Introduction à l'Étude de la Métallurgie. Von H. Le Chatelier. Teil I: Die industrielle Heizung. Paris 1912, Dunod & Pinat. 528 S. mit 96 Fig. Preis 12 Fr.

Selten werden technologische Lehrbücher von Männern geschrieben, deren Hauptarbeit auf dem Gebiete der reinen Wissenschaft liegt, und noch seltener findet man unter den Verfassern solcher Werke einen Mann von der wissenschaftlichen Bedeutung H. Le Chateliers. Einer Familie, die Frankreich eine Reihe ausgezeichneter Ingenieure geliefert hat, entstammend, hat H. Le Chatelier bei seinen berühmten theoretischen und Versuchsarbeiten die Bedürfnisse der Industrie nie aus den Augen verloren, daher dürfte es wohl nur sehr wenige geben, die wie er berufen sind, ein Lehrbuch der Metallurgie zu schreiben.

In leicht lesbarer und klarer Weise behandelt der Verfasser in diesem ersten Teil seiner Metallurgie die Verbrennung, die Nutzung der Verbrennungswärme, die natürlichen und vorbearbeiteten Heizstoffe, die feuerbeständigen Baustoffe für Oefen und schließlich diese Oefen selbst. Die Darstellung regt das Interesse des Lesers in einer Weise an, daß der Wunsch entsteht, noch mehr über die geschilderten Dinge zu erfahren; leider hat aber der Verfasser diesen Wunsch durch Hinweise auf die wissenschaftliche und technologische Literatur nicht befriedigt, er überläßt es dem Leser, seinen weiteren Weg selbst zu suchen. Es wäre sehr zu begrüßen, wenn der Verfasser bei späteren Auflagen seinen Lesern auch in dieser Richtung seinen unschätzbaren Rat in irgend einer Weise zukommen lassen würde.

G. Tammann.

Mathematisch-physikalische Schriften für Ingenieure und Studierende. Heft 14. **Konforme Abbildung.** Von L. Levent und Dr. W. Blaschke. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 118 S mit 14 Fig. Preis 2,80 *M*.

Ein kurz gefaßtes und dabei brauchbares Lehrbuch über konforme Abbildung zu geben, ohne große funktionen-theoretische Kenntnisse vorauszusetzen, ist keine leichte Aufgabe. Man kann sagen, daß es dem Verfasser gelungen ist, dieses Ziel durch eine geschickte Darstellungsweise zu erreichen. In den ersten beiden Abschnitten wird eine kurze Uebersicht über die geometrische Darstellung der komplexen Größen gegeben und dann allgemein der Begriff der Abbildung und die Bedingungen der Konformität erörtert; sodann werden im dritten Kapitel einige besondere Abbildungsaufgaben erläutert. Die Grundlage der beiden letzten Abschnitte bildet der Riemannsche allgemeine Abbildungssatz mit der Beschränkung auf Bereiche, die die Ebene höchstens in endlich vielen Blättern überdecken und die von einer endlichen Menge analytischer Kurvenstücke mit regulärem Verhalten begrenzt sind; ein Beweis des Satzes, der weit über den Rahmen des Buches hinausgehen würde, ist nicht gegeben, vielmehr werden gleich die wichtigsten Schlüsse aus dem Satz gezogen. Das letzte Kapitel, das der Verfasser fertigzustellen durch seinen Tod gehindert worden ist, behandelt noch die konforme Abbildung einfach zusammenhängender polygonaler Bereiche, die mit der Lehre von den elliptischen Funktionen in engster Verbindung steht, und rührt von dem Privatdozenten Dr. Blaschke in Greifswald her. Mit einem Hinweis auf den allgemeinen Abbildungssatz für *n* fach zusammenhängende Bereiche schließt das Buch. Da die Lehre von der konformen Abbildung zur Behandlung von Aufgaben aus dem Ingenieurwesen ein wichtiges und anschauliches Hülfsmittel ist — es soll hier nur die Arbeit von F. Kötter: Ueber die Torsion des Winkeleisens erwähnt werden —, so kann dieses kleine Werk zur schnellen Einführung aufs wärmste empfohlen werden.

Schleusner.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Wie erlange ich die Konzession für eine gewerbliche Anlage? Ein Ratgeber für Industrielle und Gewerbetreibende. Von Dr. Fritz Huber. Berlin 1912, Carl Heymanns Verlag. Preis 2 *M*.

Eisenhochofenschlacken, ihre Eigenschaften und ihre Verwendung. Von H. Fleißner. Halle a. S. 1911, Wilhelm Knapp. 57 S. mit 32 Fig. im Text und auf 3 Taf. Preis 3 *M*.

Das Buch bietet eine dankenswerte Zusammenfassung der wichtigsten Arbeiten, die auf dem Gebiete der Untersuchung und Verwertung der Hochofenschlacken erschienen sind. Es berichtet im ersten Teil über die chemische Zusammensetzung, den Aufbau und die Benennung, über die Schmelzbarkeit, das Aussehen und über die Gewinnung der Schlacke. Im zweiten Teil werden die Rückgewinnung des in den Schlacken eingeschlossenen Eisens und die jetzt schon recht zahlreichen Verfahren zur Verwertung des Abfallerzeugnisses erörtert: Die Erzeugung von Schlackenwolle durch Einwirkung von Wasserdampf auf den abfließenden Schlackenstrom, die Herstellung von Kunstbimsstein und gröberen Glassorten, wie Flaschenglas, die Verwendung beim Straßen- und Dammbau, ferner beim Bergeversatz, bei der Herstellung von Bausteinen, Kunstmarmor, von hydraulischen Bindemitteln wie Hochofenzement, Portlandzement, Eisenportlandzement, Schlacken- oder Puzzolan-Zement, schließlich die Verwendung als Füllstoff bei der Betonbereitung. Eine Anzahl Zeichnungen von Anlagen und Einrichtungen zum Verarbeiten der Schlacke für die genannten Zwecke ergänzen die Ausführungen. Das Bestreben des Verfassers, stets streng sachlich und unparteiisch zu bleiben, ist auf dem von ihm gewählten heiß umstrittenen Gebiet besonders anzuerkennen. Gr.

Monographien deutscher Städte. Darstellung deutscher Städte und ihrer Arbeit in Wirtschaft, Finanzwesen, Hygiene, Sozialpolitik und Technik. Bd. I: Neukölln. Von E. Stein. Oldenburg i. Gr. 1912, Zeitschrift für Kommunalwirtschaft und Kommunalpolitik, Gerhard Stalling. 158 S. mit 99 Fig. Preis 4 *M*.

Die elektrischen Starkstromanlagen im allgemein-deutschen Verwaltungsrecht. Von Dr. H. Pasquay. Tübingen 1912, J. C. B. Mohr (Paul Siebeck). 142 S. Preis 4 *M*.

Abhandlungen aus dem Gebiet der Feuerversicherungswissenschaft. Bd. 19: Brandkatastrophen und Brandschäden in den Vereinigten Staaten, deren Ursachen und Wirkungen. Von J. Nagel. Hannover 1912, Carl Brandes. 56 S. Preis 1,50 *M*.

Die Entwicklung des Lokomotiv-Parkes bei den preußisch-hessischen Staatseisenbahnen. Von G. Hammer Berlin 1912, F. C. Glaser. 84 S. mit 120 Fig. und einer Tafel. Preis 5 *M*.

Vortrag gehalten im Verein Deutscher Maschinen-Ingenieure am 25. April 1911. Sonderabdruck aus Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen.

Zweigleisige Eisenbahnbrücke über den Rhein unterhalb Duisburg-Ruhrort im Zuge der Linie Oberhausen-West-Hohenbudberg. Von Schaper. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 45 S. mit 75 Fig. und 15 Tafeln. Preis 9 *M*.

Sonderabdruck aus »Zeitschrift für Bauwesen« 1911 und 1912.

Ueber Ekonomiser. Von M. R. Schulz, öffentlich bestellter und beeideter Sachverständiger. Braunschweig 1912, Selbstverlag. 46 S. mit Figuren. Preis 2 *M*.

Handbuch der Mineralchemie. Bd. I. Lieferung 6. Schluß des 1. Bandes. Von Dr. C. Doelter. Dresden und Leipzig 1912, Theodor Steinkopff. Preis 9,10 *M*.

Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin: Der Azetylen-Sauerstoff-Schweißbrenner, seine Wirkungsweise und seine Konstruktionsbedingungen. Von Ludwig. Berlin 1912, Julius Springer. 29 S. mit 39 Fig. Preis 1,60 *M*.

Statik der Hochbaukonstruktionen. Von W. Knapp. Leipzig 1912, Carl Scholtze. 213 S. mit über 300 Fig. im Text und zahlreichen Tabellen. Preis 6 *M*.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Danzig:

Ueber Amidester und Amidsäuren von substuierten Isophtalsäuren, ein Beitrag zur Theorie des Benzolkerns. Von W. Schroth.

Von der Technischen Hochschule Stuttgart:

Uebergänge von Mono- und Diketochloriden der Phenanthrenchinonreihe zur Phenanthrenreihe. Darstellung bimolekularer Phenanthrenverbindungen. Von E. Aeckerle.

Ueber Kondensationsprodukte von Phenanthrenchinonen mit Hydroxylamin, Phenylhydrazin, Semicarbazid und Amidoguanidin. Von E. Glatz.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Industrial illumination and the avervage performance of lighting systems. Von Clewell. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1321/36* mit 3 Taf.) Vergleichende Betrachtung über die Werkstättenbeleuchtung mit Glüh-, Bogen-, Quecksilberlampen, Moore-Licht usw. Leuchtkraft, Unterhaltung, Wirtschaftlichkeit.

Entwicklungsgeschichte und Herstellung der modernen elektrischen Lichtquellen. Von Linker. (Dingler 31. Aug. 12 S. 545/47) Geschichtliche Entwicklung der verschiedenen künstlichen Lichtquellen. Forts. folgt.

Bergbau.

Das Spülversatzverfahren im In- und Ausland. Von Pütz. Forts. (Glückauf 31. Aug. 12 S. 1397/1406*) Verbreitung und Erfahrungen in einzelnen Bergbaubezirken Deutschlands. Forts. folgt.

Untersuchungen an elektrisch und mit Dampf betriebenen Fördermaschinen. Von Bobbert. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Sept. 12 S. 1456/60*) An der Hand der in Z. 1910 S. 1445 mitgeteilten Ergebnisse werden Einzelheiten besprochen, die den Kraftverbrauch maßgebend beeinflussen: Nutzlast, Umsetzen, Zugzahl, Seiltrommeln und Führung der Maschine. Schaulinien. Schlußfolgerungen.

Brennstoffe.

Ueber das Erdöl. Von Romberg. Forts. (Dingler 31. Aug. 12 S. 547/51*) Verfahren zur Erdölgewinnung. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Formulae connecting the pressure and temperature of saturated steam. Von Godbeer. (Engng. 30. Aug. 12 S. 281/83*) Ableitung einer neuen Beziehung zwischen p und t aus den Ergebnissen der Versuche von Scheel und Heuse sowie von Holborn und Baumann, die bis zu 260° reichen.

Die Dampfmaschine in Frankreich, ihr gegenwärtiger Stand und ihre Zukunft. Von Witz. (Z. Bayer. Rev.-Ver. 31. Aug. 12 S. 151/54) Allgemeine Angaben über die neuere Entwicklung der Dampfmaschinen. Schluß folgt.

Einige Untersuchungsergebnisse von Maschinen und Turbinen mit Gegendruck und Zwischendampfentnahme. Von Kammerer. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 12 S. 82/85* u. Aug. S. 91/95*) Untersuchungen über die Wirkungsgrade und Ersparnisse, welche sich durch die Vereinigung der Krafterzeugung mit andrer Dampfverwendung erzielen lassen.

Die Ausnutzung der Abwärme von Dampf-Gasmaschinen und Turbinen. Von Rößler. (Sozial-Technik 1. Sept. 12 S. 323/33*) Mischkondensation mit Parallel- und Gegenstromwirkung, Oberflächenkondensation. Strahlkondensation. Entöler. Verwendung der Abwärme für Heiz-, Warmwasser-, Lüft- und Trockenanlagen.

Marshall's fire-box with stayless roof. (Engng. 30. Aug. 12 S. 303/04*) Ergebnisse der von Bach ausgeführten Druckversuche und Wiedergabe der Baumannschen Berechnung der Beanspruchungen in der Feuerbüchsendecke auf Grund der beobachteten Formänderungen.

Zerstörung eines Dampfkessels durch Wassermangel. Von Ernst. (Z. Dampfk. Vers.-Ges. Aug. 12 S. 99/100*) Der Zweiflammrohrkessel hatte 80 qm Heizfläche und 12 at Betriebsspannung. Bei dem Unfall sind beide Flammrohre eingedrückt worden, wobei das eine etwas aufgerissen ist.

The Neco low water alarm. (Iron Age 22. Aug. 12 S. 404/05*) Die Sicherheitsvorrichtung beruht auf dem Grundsatz von Copes, s. Zeitschriftenschau vom 11. Febr. 11, und macht den Wärter durch einen Pfiff aufmerksam.

Moderne Dampfkesseleinmauerung. Von Pradel. (Z. Dampfk. Maschbtr. 30. Aug. 12 S. 365/68*) Einmauerung eines Zweiflammrohrkessels nach der Topfschen Bogenbauart. Patenteinmauerung von Herrmann & Voigtmann in Chemnitz. Schluß folgt.

Bericht über die Erprobung eines Verfahrens und einer Vorrichtung zur Behandlung von Dampfkessel-Speisewasser. Von Gerbel. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 12 S. 86/88 u. Aug. 12 S. 101/04) Das Wasser fließt über eine Rinne z. B. aus Aluminium und wird dort der Einwirkung der Luft und des Lichtes ausgesetzt.

The strength of rotating discs. (Engng. 30. Aug. 12 S. 279/81*) Schaulinien der Beanspruchungen von Scheiben von unveränderlicher und von veränderlicher Dicke. Anwendung auf die Berechnung der Laufräder von Dampfturbinen.

Eisenbahnwesen.

Gotthardbahn und Giovi-Linie. Ueber Berechnungen und Messungen des Kraftbedarfes bei elektrischem Betrieb. Schluß. (Schweiz. Bauz. 24. Aug. 12 S. 108/09 u. 31. Aug. S. 115/18) S. Zeitschriftenschau vom 31. Aug. 12.

New third-rail and contact-shoe system of Philadelphia & Western railway. (El. Railw. Journ. 17. Aug. 12 S. 248/50*) Einzelheiten des Stromabnehmerschuhes, der selbsttätig auf die Stromschiene herunter- und wieder hochgeklappt wird.

Atlantic type express locomotive for the Chinese Government Railways. (Engineer 30. Aug. 12 S. 223* mit 1 Taf.) Ausführliche Zeichnungen der von Kerr, Stuart & Co., London, gebauten 2 B 1-Zwillingslokomotive von 483 mm Zyl.-Dmr. und 533 mm Hub mit innenliegenden Kolbenschiebern, die ohne den vierachsigen, 19,3 cbm Wasser fassenden Tender rd. 72,5 t wiegt.

Cedar Hill engine house facilities, New York, New Haven and Hartford R. R. Von Sullivan. (Eng. News 22. Aug. 12 S. 327/33*) Die Anlagen umfassen einen kreisförmigen Lokomotivschuppen von 109.8 m Dmr. mit 44 Ständen, ein Maschinenhaus, eine Maschinenwerkstätte und einen Kohlenbehälter von 1525 t Fassungsvermögen. Heiz- und Lüftanlagen, Wasserversorgung der Gebäude.

Die Zugsicherung auf den nordamerikanischen Eisenbahnstrecken. Von Lamp. Schluß. (Verk. Woche 31. Aug. 12 S. 1081/90*) Geschichtliche Entwicklung der selbsttätigen Blockeinrichtungen. Allgemeine Anordnung. Die selbsttätigen Wendescheiben-Signale mit Uhrwerkantrieb. Gehäuse- und Flügelsignale. Zahlenangaben über die Entwicklung des Zugsicherungswesens auf den nordamerikanischen Bahnstrecken.

Eisenhüttenwesen.

Le développement du port de Caen. Création d'usine sidérurgique à Caen. (Génie civ. 31. Aug. 12 S. 359/60*) Lageplan, Industrie- und Handelsverhältnisse in Caen. Angaben über das geplante Hüttenwerk der »Société des Hauts Fourneaux et Aciéries de Caen« mit zwei 400 t-Hochöfen, einer Martinofenanlage und einem Walzwerk für eine jährliche Erzeugung von 250000 t Schienen, Formeisen usw.

30-ton electrically-operated traverser with revolving table. (Engng. 30. Aug. 12 S. 290/94*) Ausführliche Darstellung einer von S. H. Heywood & Co., Manchester, gebauten Schiebebühne von 5,18 m Spurweite, die zum Beschicken von Glühöfen dient.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Ueber die Spannungsverteilung in zylindrischen Hängeböden bei unvollkommener Einspannung. Von Pöschl. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 30. Aug. 12 S. 550/52*) Ableitung der Verschiebung des Randes in wagerechtem Sinne bei endlicher Reibung und Annahme einer Formänderung ohne Dehnung der Mittelfläche. Beispiel.

The Conneaut harbor four-track drawbridge. (Eng. Rec. 17. Aug. 12 S. 188/90*) Einzelheiten der Auflager und Träger auf dem Mittelpfeiler der 71,76 m weit gespannten, 19,67 m breiten Drehbrücke.

Tabellen für Straßenbrücken aus einbetonierten Walzträgern. Von Kommerell. (Zentralbl. Bauv. 28. Aug. 12 S. 445/49*) Grundlagen für die statischen Berechnungen; Gang der Berechnungen. Kostenvergleich zwischen einbetonierten Walzträgern und reinen Eisenkonstruktionen. Anleitung zum Benutzen der Zahlentafel.

Elektrotechnik.

New electrical generating station at Britannia Works, Middlesborough. (Engineer 30. Aug. 12 S. 218/21*) Die von der AEG gebaute Anlage auf dem Werk von Dorman, Long & Co. nutzt zum Teil den Abdampf von Walzenzugmaschinen aus. Sie umfaßt zwei Rateau-Wärmespeicher von 12 m Länge und 3,5 m Dmr. sowie 4 Turbodynamos von je 1280 KW bei 2400 Uml./min, wovon drei als Zweidruckturbinen ausgeführt sind und auch bei Abdampfbetrieb die volle Leistung abgeben können. Schaltanlage.

Enlargement of Texas central station. (El. World 17. Aug. 12 S. 349/53*) Die alte Anlage der El Paso Electric Railway Co. in El Paso mit vier Turbodynamos von je 500 und 300 KW für Wechselstrom, einer 200 KW-Gleichstrom-Turbodynamo und einigen Umformern ist durch zwei 2000 KW-Turbodynamos für Zweiphasenstrom 2300 V nebst Zubehör erweitert worden. Grundriß der neuen Gruppe. Schaltplan. Ausrüstung.

Das neue Elektrizitätswerk Przemysl. Von Bloch. (El. u. Maschinenb. Wien 1. Sept. 12 S. 721/27*) Das Elektrizitätswerk enthält zwei liegende Tandem-Verbund-Dampfmaschinen von je 300 PS

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

mit 2 zwölfpoligen Gleichstromdynamos von 340 V. Ausrüstung. Leitungsnetz. Straßenbeleuchtung.

Die Wasserkraftanlage am White River im Staate Washington. (Z. f. Turbinenw. 30. Aug. 12 S. 381/85*) S. Zeitschriftenschau vom 11. Mai 12. Darstellung der 18000 pferdigen Francis-Turbinen und ihrer Regelvorrichtungen.

Permeability measurements with alternating current. Von Robinson und Ball. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1465/71* mit 3 Taf.) Auf Grund von Versuchen werden die Berechnungen zwischen dem stärksten Kraftlinienfluß, dem größten Erreger und dem größten Magnetisierstrom aufgestellt.

Determination of power efficiency of rotating electric machines. Von Olin. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1287/1310*) Nach dem Verfahren des Verfassers werden für verschiedene Maschinenarten die Verluste einmal durch Bremsversuche, das andre Mal durch Zusammenzählen der einzelnen Verluste ermittelt und durch Vergleiche der beiden Ergebnisse Beziehungen für die von der veränderlichen Belastung abhängigen Verluste aufgestellt.

Die Ursachen der zusätzlichen Eisenverluste in umlaufenden glatten Ringankern. Beitrag zur Frage der drehenden Hysterese. Von Wild. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Sept. 12 S. 1441/48*) Aus den Versuchen ergibt sich, daß beim Ummagnetisieren von ringförmigen Eisenkörpern im feststehenden Magnetfeld Abweichungen von den bei linearem Ummagnetisieren erhaltenen Eisenverlusten auftreten, die durch elastische Schwingungen des umlaufenden Teiles verursacht werden. Einfluß auf die drehende Hysteresis.

Ueber die Nutzbremsung von Wechselstrom-Kommutatormotoren mit Seriencharakteristik. Von Niethammer und Siegel. (El. u. Maschinenb. Wien 1. Sept. 12 S. 717/21*) Ergänzungen zu dem in Zeitschriftenschau vom 6. Jan. 12 erwähnten Aufsatz auf Grund von Versuchen. Schluß folgt.

Corona losses between wires at high voltages. Von Harding. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1271/85* mit 2 Taf.) Versuche an einer 410 m langen Leitung mit 300000 V Spannung. Schaulinien. Vergleich mit bisherigen Erfahrungen.

High-potential cable testing at Boston. (El. World 17. Aug. 12 S. 354/56*) Die fahrbare Kabel-Prüfanlage der National Electric Light Association besteht aus zwei elektrisch betriebenen Wagen von 5 und 6 t Tragkraft, die mit 12 km/st Geschwindigkeit bei einmaliger Füllung der Sammlerzellen 48 km zurücklegen. Der eine trägt einen 800 KVA-Transformator für 30000/2300 V, der andre einen 100 KVA-Umformer. Prüfergebnisse.

Belastungsausgleich in elektrischen Kraftwerken (Pufferung). Von Schwaiger. Forts. (ETZ 29. Aug. 12 S. 894/99*) Geregelte Batterie- und Schwungradpufferung. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

American earthwork machinery. Forts. (Engineer 30. Aug. 12 S. 216/18*) Selbstgreifer mit 2 und 4 Schalen.

Der Elbtunnel in Hamburg und sein Bau. Von Stockhausen. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Sept. 12 S. 1448/52*) Bauarbeiten. Einzelheiten des Tunnelvortriebes mit den 120 t schweren Schilden. Absteckung. Geräte. Arbeiterschutz.

Gesundheitsingenieurwesen.

Statistik über den technischen Energiebedarf in neueren Krankenanstalten. Von Dietz. Schluß. (Gesundhtsing. 31. Aug. 12 S. 686/92*) Zeichnerische Darstellung der Abhängigkeit des stündlichen Wärmebedarfs für Heizung, Lüftung, Warmwasserbereitung und Geräte von der Bettenzahl.

Sewage purification at Reading, Penn. Von Chase. (Eng. News 22. Aug. 12 S. 340/45*) Die Abwässer werden durch Feingitter, Absitzbecken und Tropffilter gereinigt. Wirkungsgrad der Anlagen.

Gießerei.

Das Eisengießereiwesen in den letzten zehn Jahren. Von Leber. Forts. (Stahl u. Eisen 29. Aug. 12 S. 1449/53* mit 2 Taf.) Blasgehäuse für Freistrahlgebläse. Putzhäuser. Umlaufende Putztische, Putztrommeln. Forts. folgt.

Dauerformen in der Eisengießerei. Von Rolle. Forts. (Stahl u. Eisen 29. Aug. 12 S. 1446/49*) Formen für Ventile, Granaten. Lebensdauer und Herstellkosten der Formen. Schluß folgt.

Vorzüge und Mängel des Bonvillainschen Formsystems und die Entwicklung neuerer Formmaschinen, aufgebaut auf diesem System. Von Lentz. Forts. (Gießerei-Z. 1. Sept. 12 S. 530/34*) Die neue Bauart von Meyer ist als Abhebestift-, als Durchzug- und Wendeplatten-Formmaschine zu verwenden. Schluß folgt.

Studie über Halberstädter Formsand. Von Holicky. (Gießerei-Z. 1. Sept. 12 S. 525/29*) Vorkommen, Gewinnung, Prüfung des Sandes. Schlämmverfahren von Schöne. Schluß folgt.

Hebezeuge.

120-ton electric travelling crane. (Engineer 30. Aug. 12 S. 231/32*) Der von Joseph Adamson & Co., Manchester, gebaute Laufkran von 25,9 m Spannweite und 4,4 m lichter Höhe ist mit vier Elektromotoren von 65, 65, 45 und 32 PS für den Fahr-, Hub-, Hülfshub- und Katzenfahrbetrieb ausgestattet.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Eiserne Kohlenbunker. Von Blumenfeld. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Sept. 12 S. 1437/41*) Darstellung zweier eiserner Bunker für 400 t und 200 t, gebaut von Breitfeld, Daněk & Cie. Zum Beschicken dienen schräg liegende Förderbänder aus Stahl. Berechnung der Wand- und Bodendrücke und des Normaldruckes bei schrägen Böden.

Die maschinelle Entlöschung von Kohlenschiffen im Hamburger Hafen und die Selbstlöschdampfer »Emma Sauber« und »Herman Sauber«. Von Commentz. (Schiffbau 28. Aug. 12 S. 879/85*) Löschvorrichtung der Bauart Sieurin mit Schaufeln an Seilen und schwenkbaren Ladebäumen. Feststehende und schwimmende Verladebrücken und -krane. Greiferkrane. Schluß folgt.

Luftschiffahrt.

Versuchseinrichtungen zur Prüfung von Luftschrauben. Von Béjeuhr. Forts. (Dingler 31. Aug. 12 S. 551/55*) Beispiele. Verfahren von Scheit zum Messen der Leistung eines Maschinensatzes, wenn Maschine und Schraube bereits eingebaut sind. Forts. folgt.

Das Verhalten von gasförmigen und tropfbar flüssigen Medien beim Entlangströmen an Oberflächen. Von Rateau. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 30. Aug. 12 S. 376/81*) Einstellung der Flügelfläche. Druckmittelpunkt. Richtung des Druckes, Luftwiderstand und Tragvermögen.

Maschinenteile.

The design of friction clutches. Von Halsey. (Am. Mach. 31. Aug. 12 S. 220/23*) Einfache Formeln von Edgar für Kupplungen mit zylindrischen und kegeligen Reibflächen. Tafeln zum Ablesen der Hauptabmessungen. Lamellenkupplungen.

The hob and the gear. Von Ballard. (Engineer 30. Aug. 12 S. 221/22*) Verlauf der Rollbewegung des Zahnrades. Entstehung der Zahnform. Genauigkeit des Abwälzverfahrens.

Metallbearbeitung.

Graphische Berechnung von Getriebekasten. Von Fischer. (Werkst.-Technik 1 Sept. 12 S. 444/45*) Geometrische Abstufung der Vorgelege im Spindelkasten.

Bohrversuche mit einer Senkrechtbohrmaschine. Von Streiff. (Werkst.-Technik 1. Sept. 12 S. 442/44*) Versuche an einer Maschine von Otto Froriep, Rheydt, in Gußeisen und Stahl bei Schnittgeschwindigkeiten bis zu 25 m/min. Einfluß des Vorschubes auf den Kraftverbrauch.

Further tests of milling cutters. (Am. Mach. 31. Aug. 12 S. 229/30) Die Zahlentafeln über die mit einer Cincinnati-Fräsmaschine angestellten Versuche enthalten Angaben über Schnittgeschwindigkeiten, Kraftbedarf und Spanleistungen.

Cam cutting operations in a big plant. Von Stanley. (Am. Mach. 31. Aug. 12 S. 209/14*) Die Fabrik der United Shoe Machinery Co. in Beverly, Mass., beschäftigt etwa 100 Formfräsmaschinen. Vorbereiten und Fräsen verschiedener Daumenscheiben. Aufspannvorrichtungen. Prüfen der fertigen Daumenscheiben.

Bohrlehren. Von Stock. Schluß. (Werkst.-Technik 1. Sept. 12 S. 437/40*) Verschiedene Verschlüsse und Laufbüchsen.

Motorwagen und Fahrräder.

Die österreichischen Subventionslastwagen. Von Meitner. Forts. (Motorw. 31. Aug. 12 S. 580/83*) Getriebekasten, Maschine und Untergestell des Wagens der Fiat-Werke A.-G., Wien. Forts. folgt.

Schiebermotoren. Von Praetorius. Forts. (Motorw. 31. Aug. 12 S. 575/80*) Maschine von Forest mit einem schwingenden, durch Daumensteuerung angetriebenen, kurzen Kolbenschieber im oberen Teil des Zylinders. Maschine der Cid-Gesellschaft, Dijon, mit einem ähnlichen, aber umlaufenden Schieber. Forts. folgt.

Étude des amortisseurs d'automobiles. Von Duaner. (Génie civ. 31. Aug. 12 S. 355/59*) Untersuchung der Abfederung in statischer und dynamischer Hinsicht. Verschiedene Arten von Stoßfängern: Berechnung der Zusatzfedern.

Pumpen und Gebläse.

Steam turbine driven centrifugal pumps at Evansville. (Eng. Rec. 17. Aug. 12 S. 172/73*) Wegen Erweiterung des Wasserwerkes werden die Pumpanlagen um zwei Kreiselpumpen mit Antrieb durch je eine 225 PS-De Laval-Turbine vergrößert. Zur Aushülfe sind zwei gleiche Maschinensätze aufgestellt worden. Betriebsversuche.

Schiffs- und Seewesen.

Dienstfahrzeug für das Königliche Eisenbahn-Regiment Nr. III, Hanau. (Schiffbau 28. Aug. 12 S. 887/90*) Das Schleppboot ist 12 m zwischen den Loten lang, 2,25 m breit, geht 80 mm tief und ist mit einem 24 PS-Brons-Motor der Gasmotorenfabrik Deutz ausgerüstet. Umsteuervorrichtung. Pläne. Ausrüstung.

Screw propeller design. (Engineer 30. Aug. 12 S. 215/16*) Kritischer Bericht über die in Zeitschriftenschau vom 27. Juli 12 erwähnten Arbeiten von Dyson.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

400-brake-horse-power two-cycle gas-engine. (Engng. 30. Aug. 12 S. 287* mit 1 Taf.) Die von William Beardmore & Co. gebaute Maschine hat 629 mm Zyl.-Dmr, 1700 mm Gesamt-Kolbenhub und macht 125 Uml./min. Sie ist zusammen mit 7 ähnlichen Maschinen in einer Zementfabrik aufgestellt. Schnittzeichnungen.

Wasserkraftmaschinen.

The power situation in the state of New York. Von Perkins. (Eng. Magaz. Aug. 12 S. 737/46*) Umfang der Kraftanlagen, Entwicklung des Kraftbedarfes verschiedener Industriezweige seit 1870. Angaben über die verfügbaren und die ausgenutzten Wasserkräfte.

Werkstätten und Fabriken.

Der neue Werkstattbau für die mechanischen Werkstätten von Johann Puch A.-G., Graz (Steiermark). Von Knoop. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Sept. 12 S. 1452/55*) Das einstöckige billige Gebäude der Fahrrad- und Motorradwerke Johann Puch A.-G. bedeckt eine Bodenfläche von 3100 qm und ist aus Rücksicht auf spätere Umbauten aus Eisen und Ziegelmauerwerk aufgeführt. Die Hallen haben je 10 m Spannweite. Dachplan mit Oberlichtfenstern. Einzelheiten. Verteilung der Maschinen.

Die Werkstätten der Aktiengesellschaft Ludwig Hupfeld in Böhlitz-Ehrenberg bei Leipzig. Von Stodieck. (Werkst.-Technik 1. Sept. 12 S. 464/67*) Die vierstöckigen Gebäude von 6500 qm Grundfläche enthalten 25650 qm nutzbare Bodenfläche. Einteilung der Werkstätten, Grundrisse.

Organisation und Arbeitsverfahren einer großen Fabrik für Sonderwerkzeuge. Von Fattler. Schluß. (Werkst.-Technik 1. Sept. 12 S. 440/42*) Vordrucke für Arbeitskarten und Bücher.

Rundschau.

Eisenbeton-Bogenbrücke über den Var bei La Mescla. Die Bogenbrücke, deren Ansicht Fig. 1 wiedergibt, gehört mit 60 m Spannweite zu den größten ausgeführten Eisenbeton-Bogenbrücken in Europa; an erster Stelle steht die Brücke der Wiedergeburt in Rom mit 100 m Spannweite; dann folgt der Talübergang bei Gmündertobel über die Sitter mit 79 m Spannweite. Das Bauwerk dient zur Ueberführung der eingleisigen elektrischen Kleinbahn über den Var, wo sie von der Linie Digne-Nizza kurz hinter der Haltestelle La Mescla abzweigt; da das Flußbett des Var an der Stelle sehr eingeengt ist und der Unterschied zwischen Niedrig- und Hochwasser etwa 5 m beträgt, so war es unmöglich, eine Bogen- oder Balkenbrücke mit mehreren Pfeilern zu errichten. Die Hauptträger der Brücke werden durch 2 Eisenbetonbogen von 60×40 qcm Querschnitt und 40,8 m Spannweite gebildet, die sich auf zwei 9,60 m ausladende Kragarme stützen. Die Bogen sind nach einem Halbmesser von 53,04 m geformt; ihre Bewehrung besteht aus je 8 Rundeisen von 36 mm Dmr. Die Fahrbahn

Fig. 1 und 2. Eisenbetonbrücke über den Var.

Maßstab 1 : 500.

Fig. 3. Längsschnitt.

Maßstab 1 : 200.

wird durch Querträger von 30 × 25 qcm Querschnitt, die in 2,40 m Abstand liegen, durch zwei Längsträger von 25 × 15 qcm Querschnitt mit 4 Rundeisen von 18 mm Dmr., die die Radlasten auf die Querträger übertragen, und durch eine 8 cm dicke Eisenbetonplatte gebildet. Sie ist mittels Hängesäulen von 25 × 40 qcm Querschnitt mit 4 Rundeisen von 23 mm Dmr. an den Bogen aufgehängt; die Randträger, die in der Hauptträgerebene liegen, haben 40 × 40 qcm Querschnitt und sind mit 6 Rundeisen von 25 mm Dmr. bewehrt. Der Berechnung

Fig. 4 Schnitt a-b (in Fig. 2).

wurden Radlasten von 5 t bei 1,2 m Achsstand und folgende Spannungen zugrunde gelegt:

Beton auf Druck	25 kg/qcm
Eisen » »	2500 »
» » Zug	1200 »
» » Abscherung	900 »

Die Figuren 3 und 4 lassen die Abmessung und Bewehrung der einzelnen Bauteile sowie die Ausbildung der Widerlager erkennen. Die Absteifung der beiden Hauptbogen mußte mit Rücksicht auf den freien Querschnitt ungefähr 1 m über dem Scheitelpunkt angeordnet werden, wie aus den Fig. 1, 3 und 4 ersichtlich ist. (Nouvelles Annales de la Construction Juli-August 1912)

Eine Prüfvorrichtung, die es gestattet, **Festigkeitsmessungen an Stahl** mit genügender Genauigkeit, schnell und ohne besondere Herrichtung des Probestückes vorzunehmen, ist der Poldihütte geschützt worden; das Verfahren ist ähnlich der Brinellschen Kugeldruckprobe. Die Vorrichtung besteht aus einer Kluppe, in der eine gehärtete Stahlkugel von 10 mm Dmr. beweglich gelagert ist; der Handgriff der Kluppe hat einen trapezförmigen Ausschnitt mit einer Maßteilung an den nicht parallelen Seiten, an der die Entfernung der gegenüberliegenden Punkte der Trapezseiten abgelesen werden kann; ferner gehört noch eine kleine Stahlplatte von genau bestimmter Zugfestigkeit dazu. Der Gebrauch ist sehr einfach. Nachdem man die Oberfläche des Probestückes an der Prüfstelle zunderfrei gefeilt oder geschliffen hat, bringt man die Stahlkugel zwischen die Prüfstelle und die kleine Stahlplatte. Dann drückt man die Handgriffe der Kluppe zusammen, so daß ein Eindruck der Stahlkugel im Probestück und in der Stahlplatte entsteht. Die Durchmesser der erhaltenen Eindrücke und ihr Unterschied werden mit Hülfe des erwähnten Maßstabes ermittelt. Je nachdem der Unterschied positiv oder negativ ausfällt, ist die Zugfestigkeit des Probestückes größer oder kleiner als die der Stahlplatte; ist er null, so sind die Zugfestigkeiten gleich. Zu jeder Vorrichtung wird eine Tafel beigegeben, die für verschiedene Unterschiede die zugehörigen Festigkeiten angibt. (Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G. August 1912)

Versuche über die Wirksamkeit eines neuen Wasserreinigungsverfahrens hat auf Veranlassung des Patentamtes in Wien die Dampfkesseluntersuchungs- und -Versicherungs-Gesellschaft in Wien angestellt. Das von dem Chemiker Brandes in Hannover herrührende Verfahren[1]) besteht darin, daß das Wasser beim Herabrieseln über eine Rinne aus Aluminium der Wirkung des Lichtes ausgesetzt wird, und diese einfache Maßnahme soll zur Folge haben, daß das Wasser bei Verwendung im Dampfkessel keinen festen Kesselstein, sondern nur mehr losen Schlamm bildet. Die in der dampf- und wärmetechnischen Versuchsanstalt der Gesellschaft an einem Meunier-Kessel von 227 qm Heizfläche und 10 at Betriebsdruck ausgeführten Versuche haben die behauptete Wirkung des Verfahrens bestätigt. Bei drei aufeinander folgenden Versuchsbetrieben von je über 200 st Dauer wurde das benutzte Brunnenwasser von 21 deutschen Härtegraden zuerst über die belichtete Rinne, das zweitemal über die gegen Licht abgedeckte Rinne und das drittemal ohne Verwendung der Rinne in den Kessel gespeist. Dabei mußten nach jedem Versuch auf 1 kg verdampftes Wasser im ersten Falle 0,011, im zweiten 0,025 und im dritten Falle 0,051 g fester Kesselstein entfernt werden. Die Kesselsteinmengen verhalten sich demnach annähernd wie 1 : 2,5 : 5, ein Beweis dafür, daß auch die Einwirkung des Lichtes eine Rolle spielt. Einen Anhalt für die Beurteilung des Verfahrens bietet der Umstand, daß zum Entfernen des Kesselsteines nach dem ersten Versuch 40 st, nach dem zweiten 108 st, nach dem dritten 186 st aufgewendet worden sind. (Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G. Juli und August 1912)

Leitsätze für den Schutz der Orts- und Landschaftsbilder bei der Anlage elektrischer Kraftwerke sind von der bayerischen Regierung aufgestellt worden. Diese für die Ingenieure und auch die bei solchen Anlagen heranzuziehenden Architekten wichtigen Regeln entsprechen erfreulicherweise den Anschauungen, die sich seit einigen Jahren in maßgebenden Fachkreisen durchgesetzt haben, und die durch den Regierungserlaß wirksam unterstützt werden. Aus den Leitsätzen sei folgendes hervorgehoben: Der Ingenieur soll schon bei den Vorentwürfen die Schonung des Orts- und Landschaftsbildes berücksichtigen. Die Nutzbauten sollen sich der örtlichen Eigenart in Bauweise und in den verwendeten Baustoffen anschließen, sie sollen als einheitliche Baugruppe zusammengefaßt werden und sich der Eigenart der Landschaft anpassen. Baumbestände sind möglichst zu schonen oder neu anzulegen und durch Hecken und Büsche zu ergänzen. Bei Wasserkraftwerken ist eine genügende Wassermenge im Flußbette zu erhalten. Werkkanäle sollen nicht durchaus in starren Geraden geführt, ihre Böschungen und Dammkronen sollen abgeflacht und bepflanzt werden. Bei Stauseen ist darauf zu achten, daß das Landschaftsbild beim Senken des Wasserspiegels nicht beeinträchtigt wird. Auch bei Sperrmauern, Ueberläufen und sonstigen Wasserbauten ist der Zusammenhang mit der Natur durch Baumgruppen und Gebüsch herzustellen. Fischzucht und Fischfang sind zu befördern. Insbesondere ist bei den Freileitungen für Schutz landschaftlicher Reize zu sorgen. Das ist durch die Linienführung, die Wahl der Mastaufstellung und durch die Form der Masten anzustreben, z. B. soll ein Wiesental senkrecht statt schräg überschritten, eine Waldlinie durch Schneisen und nicht am Waldrand entlang geführt werden. Man kann häufig auch Aussichtswege, Fluß- und Talhänge oder Seeufer von Fernleitungen ganz freihalten, indem man diese hinter der nächsten Hügelkette verlegt. Die Masten sollen nicht an die schönsten Punkte einer Landschaft oder eines Ortes gesetzt werden. Verteilleitungen können zweckmäßig auf die Rückseite der Häuser gelegt werden. Masten, Transformatoren- und Schutzhäuschen sollen in Form, Farbe und Baustoff unauffällig, schlicht und sachlich sein. Reine Eisenkonstruktionen sind zu vermeiden. (ETZ 29. August 1912)

Neubauten der Bethlehem Steel Co. in South Bethlehem. Zum Vergleich mit den Kruppschen Werken haben wir in Z. 1912 S. 1376 über die Anlagen der Bethlehem Steel Co. berichtet. Nach einer Mitteilung der Zeitschrift »The Iron Age«[2]) wird das Werk zurzeit erheblich erweitert. 6 neue Martinöfen für je 75 t sind im Bau und werden die Leistungsfähigkeit

[1]) s. Z. 1910 S. 399. [2]) vom 22. August 1912.

der Anlage auf 75000 t Blöcke in einem Monat erhöhen. Dadurch soll die Erzeugung von Baueisen und Eisenbahnschienen aus Martinstahl vergrößert werden. Die Kosten der Neubauten werden auf rd. 4 Mill. *M* geschätzt. Auch die Werkstätten für schwere Schmiedestücke werden erweitert. Ein Gasbehälter von 28000 cbm Inhalt für Koksofengas, das in der Anlage verschiedentlich ausgenutzt wird, ist nahezu fertig. Ferner entnehmen wir derselben Zeitschrift[1]), daß in South Bethlehem ein elektrischer Ofen nach Girod von 10 t Inhalt zur Gewinnung von hochwertigem Stahl aufgestellt werden soll. Dabei sind die guten Erfahrungen, die mit dieser Bauart in europäischen Werken gemacht worden sind, und besonders das Beispiel von Fried. Krupp in Essen bestimmend gewesen.

Im Hinblick auf den Wettbewerb, den das amerikanische Werk in jüngerer Zeit den Panzerplatten- und Kanonenwerkstätten Englands, Deutschlands und Frankreichs in Europa selbst macht, ist die Tatsache bemerkenswert, daß die Bethlehem Steel Co. die Panzerplatten und die Waffenausrüstung für ein griechisches Panzerschiff von 14000 t liefert, das vom Stettiner Vulcan gebaut wird. Daß die Bethlehem Steel Co. seit längerer Zeit auch Aufträge von der italienischen Regierung hat, ist bekannt.

Der Gefechtkreuzer »Goeben« hat bei seiner mehrstündigen Probefahrt mit voller Kraft eine Geschwindigkeit von 28,4 Knoten innegehalten und damit, insbesondere aber auch mit einem geringeren Kohlenverbrauch, die Baubedingungen übertroffen. Das ist um so anerkennenswerter, als der Schiffskörper nachträglich noch mit Schlingerkielen versehen worden ist, die dem Schiffe eine wesentlich ruhigere Lage bei Seegang verschaffen. Der wie die Gefechtkreuzer »v. d. Tann« und »Moltke« von Blohm & Voß erbaute »Goeben« hat 24000 t Wasserverdrängung, 190 m Länge, 30 m Breite, 8,2 m Tiefgang und ist mit Parsons-Turbinen ausgerüstet. Die Bewaffnung besteht aus zehn 28 cm-, zwölf 15 cm- und zwölf 8,8 cm-Schnellade-Kanonen sowie vier Unterwasser-Torpedorohren.

Bei den Probefahrten des italienischen Linienschiffes „Dante Alighieri“ wurde als Mittel einer 18stündigen Dauerfahrt mit 21000 PSe Leistung eine Fahrgeschwindigkeit von 20,8 Knoten erzielt. Bei einer sechsstündigen Fahrt mit Höchstgeschwindigkeit brachte es das Schiff sogar auf 24,3 Knoten bei rd. 34800 PSe. Der Bau des Schiffes hat etwas über 3 Jahre gedauert. Die demnächst zu vergebenden italienischen Linienschiffe sollen bei rd. 28000 t Wasserverdrängung für eine Geschwindigkeit von rd. 25 Knoten gebaut werden. Ihre Hauptbewaffnung soll aus zehn 35,6 cm-Geschützen und zwanzig 15 cm-Geschützen bestehen. (Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1912 Heft 9)

[1]) vom 15. August 1912.

Italienischer Torpedojäger „Indomito“. Der von der Societa Pattison in Neapel für die italienische Marine gebaute Torpedojäger »Indomito« von 73 m Länge, 7,32 m Breite und 680 t Wasserverdrängung hat bei den kürzlich vorgenommenen Probefahrten eine Geschwindigkeit von 35,09 Knoten erreicht und hierbei die vertraglichen Bedingungen um rd. 5 Knoten überschritten. Das Schiff wird von Dampfturbinen angetrieben, die von Franco Tosi in Legnano gebaut sind. 5 Schwesterschiffe, ebenfalls mit Tosi-Turbinen, befinden sich noch im Bau.

Englische Torpedobootzerstörer. Die neuesten für die englische Marine im Bau begriffenen Torpedobootzerstörer sollen 81 m lang und 8 m breit werden und 1000 t Wasserverdrängung erhalten. Die Geschwindigkeit soll rd. 30 Knoten betragen; die Bewaffnung besteht aus drei 10,2 cm-Schnellfeuer-Kanonen und zwei Torpedorohren von 53,3 cm Dmr. (Marine-Rundschau September 1912)

Die **Herbstversammlung des Iron and Steel Institute** findet vom 30. September bis 4. Oktober in Leeds statt. An Vorträgen werden neben solchen aus dem Gebiete der Materialkunde des Eisens und Stahles u. a. folgende gehalten werden: »Eine neue Bauart von Großgasmaschinen« von A. E. S. Chorlton aus Manchester, »Walzwerkbetrieb in den Vereinigten Staaten« von J. Puppe aus Breslau, »Drahtziehen« von P. Longmuir aus Sheffield. Ferner stehen die Behandlung der Stahlblöcke und einzelne allgemeinere Fragen aus dem Stahlwerkbetrieb zur Erörterung. Im Anschluß daran sollen einige Hüttenwerke und die neuen Docks der Great Central Railway Co. besichtigt werden.

Angelegenheiten des Vereines.

Die 53ste Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Stuttgart.

Erste Sitzung

am Montag den 10. Juni 1912
im Festsaal der Liederhalle zu Stuttgart.

Vorsitzender: Hr. v. Miller.

(Beginn vormittags 10 Uhr.)

1) Eröffnung durch den Vorsitzenden und Begrüßungsansprachen.

Der Vorsitzende begrüßt die Erschienenen, insbesondere die anwesenden Spitzen der Behörden, die Vertreter befreundeter Vereine und die übrigen Ehrengäste.

Von den Ehrengästen begrüßen den Verein:

Kgl. Württembergischer Minister des Innern, Dr. v. Pischek,
Oberbürgermeister Lautenschlager, Stuttgart,
Rektor der Technischen Hochschule Stuttgart, Prof. Bantlin,
Vertreter der Universität Tübingen, Prof. Dr. Wislicenus,
Vertreter des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine, Baurat Dr. Hofacker, Stuttgart,
Vertreter des Vereines deutscher Eisenhüttenleute und der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Direktor Kurt Sorge, Magdeburg.

Der Vorsitzende dankt den Rednern.

Der Vorsitzende ernennt zu Schriftführern die Herren Hellmich und Conrad Matschoß.

2) Verleihung von Ehrungen.

Hr. Fehlert beantragt namens des Wahlausschusses und des Vorstandsrates, Hrn. Geh. Kommerzienrat Dr.-Ing. Paul Mauser in Oberndorf die Grashof-Denkmünze zu verleihen und Hrn. Fabrikbesitzer Blecher in Barmen zum Ehrenmitglied zu ernennen.

Die Anträge werden einstimmig angenommen.

Der Vorsitzende begrüßt den anwesenden Hrn. Blecher als jüngstes Ehrenmitglied.

Außerhalb der Tagesordnung.

Hr. Taaks teilt mit, daß die Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure nach den hinterlassenen Papieren des verstorbenen Vereinsdirektors Th. Peters nunmehr im Druck erschienen ist, und gedenkt hierbei der Verdienste von Th. Peters.

(Es folgt eine kurze Pause.)

Um 11 Uhr erscheint S. M. der König von Württemberg, von dem Vorsitzenden, dem Kurator und Hrn. Prof. Bantlin in den Saal geleitet.

Der Vorsitzende begrüßt den König in einer kurzen Ansprache.

4) Vorträge.

Hr. Wirkl. Geh. Oberbaurat Dr.-Ing. h. c. Veith, Berlin, hält einen Vortrag über

Die neueren deutschen Kriegschiffstypen.

Der Vortrag wird in der Zeitschrift veröffentlicht werden.

Der König verläßt den Saal.

Hr. Geh. Regierungsrat Professor Kammerer, Berlin, hält einen Vortrag über

Anschauliches Denken in Berufsarbeit und Unterricht (mit lebenden Lichtbildern).

(Schluß gegen $2^1/_2$ Uhr.)

Zweite Sitzung

am Dienstag den 11. Juni 1912 im Festsaal der Liederhalle zu Stuttgart.

Vorsitzender: Hr. Fehlert.

(Beginn vormittags 9 Uhr.)

5) Bericht der Rechnungsprüfer, Genehmigung der Rechnung des Jahres 1911 und Entlastung des Vorstandes.

Hr. Hjarup berichtet über die Prüfung der Rechnung des Jahres 1911.

Die Versammlung genehmigt die Rechnung und erteilt dem Vorstande Entlastung.

6) Wahl zweier Rechnungsprüfer und ihrer Stellvertreter für die Rechnung des Jahres 1912.

Zu Rechnungsprüfern werden die Herren Hjarup, Berlin, und Schnaß, Düsseldorf, zu stellvertretenden Rechnungsprüfern die Herren Schmetzer, Frankfurt a. O., und Tellmann, Magdeburg, gewählt.

7) Entgegennahme und Besprechung des Berichtes über die Verhandlungen, Wahlen und Beschlüsse des Vorstandsrates.

Der Vorsitzende berichtet über die Verhandlungen, Wahlen und Beschlüsse des Vorstandsrates am 8. und 9. Juni 1912. Ein Antrag auf Rückverweisung der Beschlüsse zu erneuter Verhandlung und endgültiger Beschlußfassung an den Vorstandsrat wird nicht gestellt. Die Beschlüsse des Vorstandsrates sind somit endgültig.

Hr. Herzberg spricht den satzungsgemäß aus dem Vorstand ausscheidenden Herren Fehlert und Heil für ihre Opferfreudigkeit und ihren Eifer den Dank der Versammlung aus.

8) Vorträge.

Hr. Geh. Oberbaurat Schmick, München, hält einen Vortrag über

Aufgaben und Tätigkeit des Ingenieurs in unsern Kolonien.

Der Vortrag ist in der Monatschrift »Technik und Wirtschaft« veröffentlicht[1]).

Hr. Professor Widmaier, Stuttgart, hält einen Vortrag über

Die Industrie Württembergs.

Hr. Geh. Schulrat Münch, Darmstadt, hält einen Vortrag über

Die Veranschaulichung mathematischer Probleme durch den Kinematographen.

Die Versammlung erklärt sich mit der Absendung folgenden Telegramms an Hrn. C. von Linde, München, einverstanden:

Herzlichen Glückwunsch zum siebzigsten Geburtstag sendet Ihnen in dankbarer Anerkennung alles dessen, was Sie für die deutsche Technik und unsern Verein geschaffen haben, die diesjährige Hauptversammlung.

(Schluß gegen 1 Uhr.)

1) s. T. u. W. 1912 S. 565.

Dritte Sitzung

am Mittwoch den 12. Juni 1912 im Konzertsaal der Liederhalle zu Stuttgart.

Vorsitzender: Hr. Fehlert.

(Beginn vormittags 10 Uhr.)

9) Vorträge.

Hr. Reg.-Baumeister Bernhard, Berlin, und Hr. Professor Behrens, Berlin, sprechen über das Thema:

Der moderne Industriebau in technischer und ästhetischer Beziehung.

Der Vortrag des Herrn Bernhard ist in Z. 1912 S. 1141 veröffentlicht.

Der Vortrag des Hrn. Behrens wird in der Monatschrift »Technik und Wirtschaft« veröffentlicht werden.

In der Besprechung der Vorträge nimmt Hr. Heil Stellung zu der Anregung des Hrn. Bernhard, eine neue Ueberwachungsbehörde für Baukonstruktionen zu schaffen[1]), und erinnert hierbei an die auf der vorjährigen Hauptversammlung vorgetragenen Klagen über zu weitgehende behördliche Einwirkung[2]). Zeitgemäßer sei die Forderung, in den jungen Ingenieuren ein hohes Verantwortlichkeitsgefühl zu wecken und nur solche Ingenieure mit der Berechnung und Prüfung von Baukonstruktionen zu betrauen, die neben den wissenschaftlichen Grundlagen auch ein starkes Gefühl und Verständnis für die Industrie und ihre wirtschaftlichen Anforderungen haben.

Hr. Hartmann, Berlin, weist darauf hin, daß in Preußen schon seit Jahren eine Zentralstelle bestehe, die sich ausschließlich mit statischen Prüfungen von größeren Konstruktionen befasse.

Er erläutert ferner an mehreren Beispielen, daß das Bestreben der Architekten dahin gehen müsse, die Eigenarten gewerblicher Anlagen nicht durch wesensfremde Formen zu verschleiern, und hält es für wünschenswert, daß die Architekten an den technischen Hochschulen sich mehr dem Studium der Industriebauten zuwenden[3]).

Hr. Dr. Quincke, Leverkusen, hält einen Vortrag über

Moderne sozial-hygienische Einrichtungen für industrielle Werke.

Der Vortrag wird in der Zeitschrift veröffentlicht werden.

Der Vorsitzende schließt die Hauptversammlung mit einem Dankeswort an den Württembergischen Bezirksverein, insbesondere an dessen Festausschuß.

(Schluß gegen $1\frac{1}{4}$ Uhr.)

1) Vergl. hierzu meine Ausführungen Z. 1912 S. 1232. Bernhard.

2) s. Z. 1911 S. 1195.

3) Die Zentralstelle hat ihre Wirkung nur innerhalb des Berliner Polizei-Präsidiums und befaßt sich bislang vorwiegend mit Aufgaben des großstädtischen Hochbaues, während für die Industrie doch meist nur die Vororte der Großstädte und die besonderen Industriebezirke in Frage kommen. Vergl. ferner meine Ausführungen Z. 1912 S. 1232 u. f. Bernhard.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 38. **Sonnabend, den 21. September 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Amerikanische Gießerei-Einrichtungen.[1]

Von Dipl.-Ing. **U. Lohse** in Stettin.

In der Literatur und in den Berichten von Fachgenossen, die aus eigener Anschauung die Verhältnisse in den Gießereien der Vereinigten Staaten kennen gelernt haben, wird übereinstimmend deren größere Leistungsfähigkeit gegenüber den deutschen Gießereien hervorgehoben. Der Grund dafür ist nicht in der größeren Vollkommenheit der einzelnen amerikanischen Gießereimaschinen zu suchen, denn diese werden in Deutschland mindestens ebensogut und zweckentsprechend gebaut; vielmehr liegt er in dem großen Absatzgebiet, das eine weit größere Spezialisierung der Gießereien ermöglicht als in Deutschland. Mit dieser Spezialisierung Hand in Hand geht folgerichtig eine ausgedehnte Massenherstellung, und gerade diese hat die große Leistungsfähigkeit zur Folge. Einerseits wird ohne Frage die Tagesleistung des Arbeiters an und für sich schon dadurch gesteigert, daß er immer dieselben Stücke anzufertigen hat, wodurch seine Geschicklichkeit zunimmt. Anderseits ermöglicht diese durchgreifende Spezialisierung die Einrichtung von selbsttätigen Förder-, Form- und Gießvorrichtungen. So werden dem Arbeiter unnötige Wege erspart, und seine ganze Arbeitskraft kann bedeutend besser ausgenutzt werden als in solchen Gießereien, in denen die Art der Erzeugnisse fast täglich wechselt.

Die folgenden Darstellungen sollen an einigen kennzeichnenden Beispielen amerikanischer Sondergießereien zeigen, wie man die Einrichtungen dem jeweiligen Erzeugnis anzupassen verstanden hat.

Eine neuzeitliche Stahlgießerei[2].

Eine Stahlgießerei mit einer Anzahl ungewöhnlicher und beachtenswerter Einrichtungen wurde kürzlich von der National-Brake and Electric Co. in Milwaukee in Betrieb genommen. Die neue Gießerei stellt eine Vergrößerung einer alten Anlage dar und bildet einen Teil eines ausgedehnten Werkes, das ein Gelände von 607 a auf dem östlichen Ufer des Milwaukee-Flusses bedeckt.

Seit etwa 15 Jahren betreibt die Firma den Bau von Luftdruckbremsen für elektrische Bahnen, und seit 12 Jahren beschäftigt sie sich mit der Anfertigung von Luftkompressoren für elektrischen und Riemenantrieb; neuerdings hat sie auch die Herstellung von Gas-Lokomotiven für allgemeine industrielle Zwecke aufgenommen. Obwohl man seinerzeit in weitgehender Weise für Erweiterungsmöglichkeiten gesorgt hatte, ist doch der Umfang der Fabrikation in den letzten Jahren so gestiegen, daß man umfangreiche Veränderungen und Neubauten vornehmen mußte.

Es wurde damit vor 18 Monaten begonnen. Innerhalb dieser kurzen Zeit wurden ein großer Flammofen, ein Tiegelofen, eine Stahlgießerei, eine Metallgießerei, ein Laboratorium und ein Lagerhaus erbaut und große Erweiterungen der Maschinenanlage vorgenommen. Bei dem neuen Entwurf wurde auf die Möglichkeit Rücksicht genommen, alle einzelnen Abteilungen nötigenfalls zu vergrößern. Trotzdem ist die ganze Anlage sehr einheitlich, und das Material wandert bei seiner Verarbeitung in geradem ununterbrochenem Wege von der Gießerei zum Verladeraum, ohne daß Zeit und Kraft erfordernde Umwege nötig sind.

Da das Gelände abschüssig ist, wurde an der Rückseite des Gebäudes eine Futtermauer aus Beton errichtet, Fig. 1 und 2. Damit wurde ein schräges Kellergeschoß gewonnen. Man teilte dieses durch einen Zwischenboden in zwei übereinanderliegende Räume, wovon der untere als Sandlager- und Aufbereitungsraum, der obere als Formkastenlager benutzt wird. Wie Fig. 3 zeigt, liegen Stahlofen und Tiegelofen am Ostende des Gebäudes in dem ältesten Teile. Kerntrockenöfen, Sandstrahlgebläse und andre Hülfseinrichtungen liegen an der Nordwand, während die ganze Südwand ausschließlich für Fenster freigehalten ist. Die Gießerei stellt die verschiedenartigsten Stahlgußstücke mittleren Gewichtes her, insbesondere aber Stahlgußzahnräder und leichten Stahlguß für landwirtschaftliche Maschinen. Außer für den eigenen Bedarf an Teilen für Luftkompressoren und verschiedene elektrische Maschinen fertigt man noch Rohstahlguß für mehrere hervorragende Zahnradfabriken in Chicago usw. an.

Das Gießereigebäude ist 125 m lang, 24,4 m breit und besteht aus einer einzigen Halle, die nach Fig. 2 von einem Giebeldach mit Dachreiter überdeckt ist. Fig. 3 läßt die Lage der andern Räumlichkeiten und Einrichtungen erkennen. Die Laufkranschienen liegen 9,45 m über der Gießereisohle, die Entfernung bis zum Giebel beträgt, vom Boden gemessen, 11,90 m, so daß ein hoher und luftiger Gießraum entsteht. Der Dachreiter, über dessen ganze Länge Ventilatoren verteilt sind, ist 8,20 m breit und 3 m hoch. Eine Besonderheit der Anlage ist, daß der Boden der Gießerei

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Eisenhüttenwesen sowie Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

[2] nach »The Foundry« Nov. 1911.

Fig. 1 und 2.

Gießerei der National Brake and Electric Co. in Milwaukee.

Maßstab 1 : 500.

Schnitt a-b. Längsschnitt.

aus Eisenbeton von 25 mm Stärke besteht, der mit einer Lage von Backsteinen gepflastert ist. Nur an der östlichen Ecke des Gebäudes ist das Pflaster wegen der Dammgrube unterbrochen.

Der gepflasterte Boden hat mehrere Vorzüge. Er ist dauerhaft und eben, trocken und vor allem leicht sauber zu halten. Bemerkenswert ist das gänzliche Fehlen von Dunst und Qualm, der unangenehmen und schädlichen Begleiterscheinung fast sämtlicher Stahlgießereien. Der Grund dafür besteht in erster Linie in dem gepflasterten Fußboden. Die Fußböden des Kasten- und Sandlagers in der Unterkellerung bestehen ebenfalls aus Beton. Die Futtermauer ist 12,35 m hoch, unten 1,2 m und oben 0,6 m dick bei 6,1 m Sockelbreite. Die ganze Mauer bildet einen zusammenhängenden Betonklotz.

Das Maschinenhaus lehnt sich unmittelbar an die Gießerei an und steht auf dem niedrigen Teil des Geländes. Es enthält die Kessel, Maschinen und Dynamos zur Erzeugung von Licht und Kraft für das ganze Werk. Die Hauptkabel sind unmittelbar vom Kraftwerk zu einer Stahlkammer an der Westmauer der Gießerei geführt, von wo die Verteilleitungen abzweigen. Die Verteilkammer enthält sämtliche Hauptsicherungen und Schalter. Alle Leitungsdrähte sind in besondern Röhren verlegt, so daß die ganze elektrische Anlage feuersicher ist.

Die Formerei wird von der Decke aus durch Quecksilberdampflampen erleuchtet. Jede Lampe hat ein Beleuchtungsfeld von ungefähr 7,3 × 8,2 qm. Diese Beleuchtung wird noch durch Bogenlampen ergänzt, die an den Wänden 4,6 m über Flur aufgehängt sind. Auf jede Lampe kommen etwa 11 m Wandlänge.

Ueber den Kerntrockenöfen ist ein Wasch- und Ankleideraum von 15,25 m Breite und 18,30 m Länge vorhanden, in dem sich eiserne Schränke und ausgiebige Waschgelegenheiten befinden.

Fig. 3. Lageplan der Gießerei.

a Krangleis
b Bahnanschluß
c 10 t-Bockkran
d Kernofen
e Kuppelofen
f 5 t-Flammofen
g Sandstrahlgebläse
h Hängebahn
i Temperofen
k Metallgießerei
l Kerntrockenöfen
m Sandaufzug
n Sandbehälter
o Aufzug für Formkästen
p Rüttelformmaschinen
q Pfannenstuhl
r Pfannengleis
s 15 t-Flammöfen
t Tiegelofen
u Dammgrube

Für die Beförderung der Arbeitstoffe ist die Haupthalle der Gießerei mit vier elektrischen Laufkranen von 24,40 m Spannweite versehen. Sie laufen alle auf denselben Schienen. Zwei haben 20, zwei 10 t Tragfähigkeit. Sie werden nicht nur für die Formkasten und andern Gießereistoffe benutzt, sondern auch beim Gießen und zum Beschicken der Oefen.

Am östlichen Ende der Gießerei befinden sich zwei Flammöfen mit sauerm Herd, wie aus Fig. 3 ersichtlich. Der größere faßt 15, der kleinere 5 t. Der kleinere dient lediglich zur Aushülfe bei Ausbesserungen des großen, oder er wird ausnahmsweise für Sonderguß benutzt. Der große Ofen allein ist imstande, 100 t Eisen in 24 st zu liefern, was für den ganzen Betrieb ausreicht. Beide Oefen sind kippbar und können ihren Inhalt in Pfannen entleeren, ohne daß Luft- und Gaszufuhr abgesperrt zu werden brauchen. Die Außenabmessungen des Ofens sind: 12 m Länge, 3,70 m Breite und 2,80 m Höhe. Er hat drei Arbeitstüren von je 0,9 × 0,9 qm, deren Unterkanten 0,68 m über der Beschickbühne liegen. Die Türrahmen sind besonders schwer und werden mit Wasser gekühlt. Das Mauerwerk des Ofens wird durch I-Träger, die oben und unten durch Stahlstangen miteinander verschraubt sind, zusammengehalten. Die Türen werden durch Druckwasserzylinder in Verbindung mit Rollenzügen betätigt, ebenso wird der Ofen durch wagerechte Druckwasserkolben, c in Fig. 4, gekippt. Der Wasserdruck von rd. 40 kg/qcm wird durch eine elektrisch betriebene Dreifach-Pumpe eigener Bauart in Verbindung mit den nötigen Akkumulatoren erzeugt.

Die Rohstoffe werden mittels einer Elektrohängebahn von 2,5 t Fassung auf die Beschickbühne gebracht. Die Schiene der Hängebahn läuft zwischen der Eisen- und Stahlgießerei und den beiden Flammöfen hindurch, wie Fig. 3 zeigt. Man erkennt darin auch ein Gleis senkrecht dazu, dessen

Wagen das Roheisen und den Guß an die Stelle bringen, wo sie von der Hängebahn erfaßt und weiter befördert werden können.

Der Stahlschrott wird auf dem Gießereihof aufgestapelt. Die Beschickmulden werden auf dem Hof mit Schrott gefüllt und dann mit der Hängebahn zur Beschickbühne gefahren. Hierauf werden sie von der Hängebahn auf einen kleinen Wagen abgesetzt, der auf einem Gleis quer über die Plattform gefahren wird. Der Wagen bringt sie unter den Hauptkran, der sie mittels einer an ihm hängenden Beschickmaschine in den Ofen entleert.

Statt Generatorgases wird Rohöl als Brennstoff benutzt. Die Lage des Werkes in Milwaukee bedingt nämlich ziemlich erhebliche Frachtkosten für die Generatorkohle, so daß sich die mit Rohöl erzeugte Wärmeeinheit billiger stellt als die mit Generatorgas gewonnene. Außerdem ist der Oelofen einfacher und billiger, und die Versuche der National Brake and Electric Co. mit dieser Feuerungsart sollen sehr gut ausgefallen sein.

Das Oel wird in Behältern hinter der Gießerei aufbewahrt. Es sind drei Behälter von 2,75 m Dmr. bei 9,15 m Länge und zwei von 2,44 m Dmr. bei 12,20 m Länge vorhanden, die genügen, um das Oel von 10 Eisenbahnwagen aufzuspeichern. Diese Menge reicht aus, um den Betrieb selbst beim Ausbleiben der Eisenbahnwagen eine Zeitlang aufrechtzuerhalten. Von den Behältern wird das Oel den Oefen unter einem Druck von etwa 4,2 kg/qcm zugepumpt. Ehe es zu den Brennern gelangt, geht es durch eine aufzeichnende Meßvorrichtung.

An jedem Ende des Ofens befindet sich ein Brenner, der abwechselnd benutzt wird. Er besteht aus zwei mit Regelventilen versehenen senkrechten Röhren, wovon die eine das Oel, die andre die Luft, letztere unter einem Druck von 5,6 kg/qcm, zuführt. Beide sind oben durch zwei ineinander steckende Knierohre verbunden, die gleichzeitig als Gelenk dienen und in einen einzigen langen Brenner auslaufen. Dieser besteht aus einem einfachen Gasrohr von 25,4 mm Dmr., das am vorderen Ende platt geschlagen ist, so daß eine Oeffnung von 6,4 × 31,8 mm entsteht. Die geeignete Mischung von Oel und Luft wird durch Einstellen der erwähnten Regelventile erhalten. Der Oelverbrauch stellt sich auf etwa 190 ltr für 1 t fertigen Stahles.

Mit dem Ofen sind 4 Regeneratoren verbunden und hinter ihm unter der Plattform untergebracht. Sie haben einen ungewöhnlich großen Fassungsraum. Nur ein Wärmespeicher auf jeder Seite wird jedesmal benutzt. Die Abgase entweichen durch die Regeneratoren in einen Schornstein aus Stahlblech. Der Herd hat ein saures Futter. Weil dadurch die Verwendung eines hochwertigeren Roheisens als beim basischen Verfahren bedingt ist, wird auch ein besserer Guß erzeugt. Wie bereits bemerkt, stellt das Werk Zahnräder in großer Menge her, die unbedingt frei von Gußfehlern und Blasenbildungen sein und ein gleichmäßiges Korn aufweisen

Fig. 4.

Der 15 t Flammofen während des Abstichs.

Fig. 5.

Gießen mit der 7,5 t-Pfanne.

müssen. Die Einsätze von 7 t schmelzen in etwa 3,5 st nieder, die von 12 t in 4 st.

Es sind vier Pfannen vorhanden. Drei davon fassen 20 und eine 7,5 t. Sie werden durch den Hauptkran bewegt, und das Metall wird aus ihnen durch ein Bodenloch unmittelbar in die Formen gegossen, vergl. Fig. 5. Vor dem Ofen steht ein niedriger Schienenwagen, auf den die Pfannen während des Anwärmens gestellt werden. Angewärmt wird mit Oelbrennern, die ähnlich den oben beschriebenen angeordnet sind. Die Aushülfspfanne wird auf Stühle, *p* in Fig. 4, aus Gußstahlblöcken neben den Ofen gesetzt.

Während des Gießens wird eine Aluminiumstange von rd. 7 mm Dmr. in den Strahl des einfließenden Stahles gehalten, was sich als sehr zweckmäßiges Mittel erwiesen hat, um dichte Abgüsse zu erzielen. Das Gießen geht, weil Handpfannen nicht benutzt werden, sehr schnell vor sich. Man hat bereits 290 Formen aus einer Pfanne mit 6 t Inhalt vergossen.

Nachts ruht der Betrieb zurzeit noch, und der Ofen wird täglich nur zweimal abgestochen. Man läßt nachts hinreichend Oel in die Brenner eintreten, um den Ofen genügend warm zu halten und zu vermeiden, daß sich das Mauerwerk stark ausdehnt oder zusammenzieht.

Das Ofengewölbe ist außergewöhnlich hoch, wodurch eine lange Lebensdauer des Ofens bedingt werden soll. Auch die Oelfeuerung scheint in dieser Hinsicht günstig zu wirken. Der 15 t-Ofen hat 266 Einsätze ohne jede Ausbesserungen ausgehalten, das Gewölbe allein schon 800, während die Vorderwand und die Rückwand seit der letzten sorgfältigen Ausbesserung 630 Hitzen überdauert haben.

Neben dem 15 t-Ofen an der Ostseite des Gebäudes steht ein doppelter Tiegelofen mit Gasfeuerung. Im untersten Kellergeschoß, 6,10 m unter der Gießereisohle, stehen fünf Sandbehälter für neuen und alten Sand zusammen mit 4 Sandmischmaschinen. Der alte Sand wird durch Laufkrane in Rümpfe geschüttet, die sich im hinteren Teile der Gießerei unter dem Fußboden befinden, in Fig. 2 gestrichelt gezeichnet. Aus diesen fällt der Sand über Rutschen in die Hauptbehälter. Die obere Oeffnung der Rümpfe ist durch einen eisernen Rost abgedeckt. Aus den Behältern wird der Sand in die Mischmaschinen geschaufelt. Diese werden mittels Riemen von Elektromotoren, die an die Kellerdecke angeschraubt sind, angetrieben. Von ihnen gelangt der Sand in Trichter, die ihn auf einen wagerechten Gurtförderer geben. Dieser führt ihn einem senkrechten Becherwerke zu, das ihn in einen Stahlblechbehälter der Gießerei entleert. An diesem Behälter befindet sich unten eine drehbare Rutsche, über die der Sand in Behälter gelangt. Die vollen Behälter werden durch einen Laufkran über die Gießereisohle verteilt. Neben dem Sandbehälter des Kellergeschosses befindet sich ein elektrischer 5 t-Aufzug, der die Gießerei mit den beiden Kellergeschossen verbindet.

Die Formkasten bestehen zumeist aus Gußeisen; sie

werden nach Fig. 5 miteinander durch Klammern verbunden und sind zu ihrer bequemen Handhabung mit seitlichen Zapfen versehen. Die Formen stampft man fast sämtlich mit der Hand, nur für schwerere Stücke sind zwei Rüttelformmaschinen in der Mitte der Gießhalle aufgestellt. Der Tisch der größeren ist 1830 × 2135 qmm groß. Sie kann Formen bis 6 t Gewicht herstellen und macht etwa 72 Stöße in 1 min. Die kleinere dient zum Anfertigen von Formen bis 4 t Gewicht und macht in 1 min etwa 216 Stöße; ihre Tischgröße beträgt 1168 × 914 mm. Besonders bei großen Formen ermöglichen die Rüttelmaschinen eine erhebliche Zeitersparnis; man kann mit ihnen die Leistungsfähigkeit des Formers auf das Doppelte steigern, ohne daß sich die Unkosten wesentlich erhöhen.

Zum Anfertigen besonders großer Formen ist gegenüber dem 15 t-Ofen eine Dammgrube angeordnet. Eine etwa 6 × 6 qm große, 78,5 mm dicke Gußeisenplatte ist etwa 6 m unter der Gießereisohle eingebettet. Die vier Stangen an jeder Seite mit denen die Dammgrubenformen zusammengehalten werden, sind in die Grundplatte eingeschraubt. Sie bestehen aus drei Teilen, die mit Haken und Oesen verbunden sind und der wechselnden Höhe der Formen angepaßt werden können.

Besondere Aufmerksamkeit wendet man dem Modellsand zu, da von ihm in erster Linie die Glätte der Gußstücke abhängt. Die benutzte Mischung hat sich als sehr zweckmäßig erwiesen. Sie enthält keine Steinkohle und andre brennbare Bestandteile. Die Schicht des Modellsandes ist bei allen Formen gleich dick, nämlich etwa 25 mm, und die gleiche Sandmischung wird für alle vorkommenden Gußstücke benutzt. Verwendet man einen Modellsand, der nur die Oberfläche der Modelle umgibt, so genügt für den Füllsand ein Zusatz von 12 vH neuen Sandes. Die Formen aus Masse werden nur durch Rohölbrenner getrocknet. Das nötige Oel und die Luft werden den Brennern von Leitungen aus zugeführt, welche die ganze Halle entlang laufen und an geeigneten Stellen Anschlußventile haben.

Druckluft wird in ausgiebiger Weise im ganzen Werke benutzt. Die elektrisch angetriebenen Kompressoren liegen im Ostende des Kellergeschosses und drücken die Luft mit 5,9 kg/qcm in 6 Windkessel, aus denen sie durch Rohrleitungen den verschiedenen Werkstätten zugeführt wird.

Die großen Kerne werden in der Hauptgießhalle angefertigt. Dort liegen 8 Trockenkammern mit Gleisen zum Einfahren von Wagen. Die Kammern sind 4,27 m breit, 9,15 m tief, 3,05 m hoch und durch stählerne Rolltore verschließbar. Jede Kammer hat zwei Wagen. Daneben befindet sich noch ein mit Fächern versehener Trockenofen für kleine Kerne. Hinter den Oefen zieht sich der Feuerraum entlang; die Gase ziehen in der Mitte der Kammern durch ein Loch zwischen den Schienen ab.

Wie Fig. 3 erkennen läßt, ist neben der Gießhalle noch ein Raum von 5,80 × 3,70 qm für Sandstrahlgebläse vorhanden. Außerdem steht auf dem Hofe noch ein Temperofen von 5,80 × 5,76 qm Fläche.

Die Graugießerei ist nach derselben Figur nördlich an die Stahlgießerei anschließend, in einem Gebäude von 55 m Länge und 30,5 m Breite untergebracht. Sie hat einen Kuppelofen von 1473 mm Schachtdurchmesser und die nötigen Laufkrane und Hülfseinrichtungen für Grauguß bestimmter Normalabmessungen. Der Südwestflügel der Eisengießerei ist als Putzraum besonders abgetrennt. Ein Gleis führt von diesem Raum quer durch die Stahlgießerei, um die fertigen Gußstücke dem Bearbeitungsraum zuzuführen. Hier befinden sich Drucklufthämmer, Sägen u. a. m. zum Entfernen der Eingüsse, Steiger und verlorenen Köpfe von den Grau- und Stahlgußstücken.

Die gut eingerichtete Metallgießerei ist im tiefliegenden Geländeteile nördlich von der Stahlgießerei untergebracht. Sie ist unterkellert; der dadurch gewonnene Raum wird zum Lagern von Metall und anderen Stoffen benutzt.

Der Hof hinter der Stahlgießerei und der Eisengießerei bis zum Maschinenhause dient zum Aufbewahren von Roheisen, Schrott usw. Neben der Hängebahn wird er von einem Bockkran bestrichen, der zwei Katzen von je 5 t Tragfähigkeit hat.

Besondere Aufmerksamkeit verwendet die Gesellschaft auf die Vervollkommnung ihrer Organisation. Alle Werkstattaufträge gehen von der Geschäftstelle aus. Der allgemeine Auftragzettel enthält Angaben über Zahl und Art der Gußstücke zugleich mit Spalten, in die Material- und Herstellungskosten für die einzelnen Teile des Auftrages eingetragen werden. Werden Teile für Maschinen erforderlich, die das Werk selber anfertigt, so werden doppelte Auftragzettel ausgeschrieben. Der eine geht in die Gießerei, der andre in den Lagerraum. Der Zettel enthält die Zahl der verlangten Stücke, Angaben über das Material, woraus sie herzustellen sind, z. B. Stahl, Gußeisen oder Metall, die Benennung der Stücke, ihre Modellnummer und die Nummer des Auftrages. Auch ist ein Platz gelassen, wo die Lieferzeit der aufgeführten Stücke einzutragen ist. Um die Leistungsfähigkeit der Gießerei immer mehr zu heben, läßt man jeden Former am Ende der Arbeitzeit angeben, wieviel Formen er während des Tages angefertigt hat. Der Meister schreibt die Zahl der Formen auf, wenn sie ausgegossen sind, und ebenso führt er Buch über die wrackgegossenen Formen, wenn sie entleert sind. Die Leute werden lediglich nach Stücklohn bezahlt, und für außergewöhnlich große Leistungen werden Prämien gewährt. Ueber die tägliche Leistung jedes Formers werden im Lohnbureau genaue Listen geführt. Sie enthalten den Namen des Arbeiters, das Datum, außerdem Reihen für die Auftragnummer, Zweck und Bezeichnung des Stückes, Akkordnummer, Zahl der fertigen Stücke, Arbeitzeit, Ueberstunden, Prämien und Lohn und werden vom Werkmeister unterzeichnet. Die Werkstatträume sind sämtlich hell und luftig, so daß die Leute unter außergewöhnlich günstigen Bedingungen arbeiten.

Die Gesellschaft erzeugt ihren elektrischen Strom selbst. Es ist durchweg Gleichstrom von 220 V. Man hat auch Vorsorge getroffen, daß bei eintretendem Kurzschluß oder außergewöhnlich großem Strombedarf Strom von einem städtischen Kraftwerk bezogen werden kann. Ein vollständig selbsttätiges Netz von Regenvorrichtungen und zahlreiche Wasseranschlüsse gewähren weitgehenden Schutz gegen Feuersgefahr.

Eine ausgedehnte Gleisanlage verbindet die einzelnen Werkstätten miteinander, so daß ein bequemer und schneller Verkehr der Stoffe ermöglicht ist, während ein Normalspurgleis der Chicago and Northwestern-Eisenbahn um die sämtlichen Werkanlagen herumläuft und im westlichen Ende der großen Gießhalle endigt. Dieses gestattet ein schnelles Abfertigen der ankommenden und abgehenden Frachtgüter.

Zurzeit beschäftigt sich die Gesellschaft mit dem Entwurf einer neuen Graugießerei, die voraussichtlich südlich von der Stahlgießerei erbaut werden wird.

Eine Graugießerei mit ununterbrochenem Betrieb[1]).

Die seit etwa 10 Jahren stetig zunehmende Verbreitung der Formmaschinen beginnt allmählich bedeutsame Umwälzungen im Bau und in der Anordnung der Gießereien herbeizuführen. Die Ausnutzung der Formmaschine wird naturgemäß wie bei allen Werkzeugmaschinen dann am besten sein, wenn sie möglichst wenig stillsteht, d. h. bei ununterbrochenem Betriebe. Die Schwierigkeit besteht nun darin, das nötige Formmaterial herbeizuschaffen, die fertigen Formen aus dem Bereich der Maschine zu bringen und dafür zu sorgen, daß stets die nötige Zahl leerer Formkasten zur Verfügung steht. Diese Forderungen müssen erfüllt werden, ohne daß der Former zeitraubende Wege und Handgriffe auszuführen braucht. Seine Arbeit soll sich lediglich auf das Pressen der Formen in der Maschine beschränken. Dabei werden eine erhebliche Zahl Handarbeiter für die erforderlichen Nebenarbeiten gebraucht, wenn man nicht dazu übergeht, auch diese Arbeiten durch Maschinen ausführen zu lassen. Das Zweckmäßigste wird sein, entsprechend dem ununterbrochenen Formmaschinenbetrieb auch das Zubringen des Sandes, Wegbringen der Formen und Zuführen der Kasten in ununterbrochenen Arbeitsgange besorgen zu lassen, da sonst große Teile der Gießerei zum Aufstapeln benutzt

[1]) nach »The Foundry« Nov. 1911.

werden müssen, was im Hinblick auf die steigenden Grundstückpreise unwirtschaftlich ist. Auch das Gießen muß ununterbrochen erfolgen, damit der Formkastenpark nicht über Gebühr anwächst. Ein in sich geschlossener Arbeitsgang dürfte hier wohl am meisten zu empfehlen sein, wie er bei French & Hecht in Davenport in den Vereinigten Staaten kürzlich angewandt worden ist, und der vor dem Verfahren der Crane Co. in Chicago[1]) den Vorzug größerer Einfachheit hat. Die Gesellschaft befaßt sich mit dem Bau von eisernen Rädern für Wagen und landwirtschaftliche Maschinen und errichtete die neue Gießerei zur Herstellung von gußeisernen Naben und Lagerbüchsen, wovon sie große Mengen verbraucht.

Wie Fig. 6 und 7 zeigen, besteht die Anlage hauptsächlich aus einem kreisförmigen, sich drehenden Formtisch, der auf einem Gleisring von etwa 26 m Dmr. läuft. Darüber befinden sich an der Decke zwei gleichachsig angeordnete kreisförmige Sandförderer. Die Förderer sind mit einer Anzahl Oeffnungen versehen. Durch sie gelangt der Sand über Rutschen zu den Formmaschinen, die zu beiden Seiten des halben Umfanges des umlaufenden Tisches stehen. Die fertigen Formen werden auf den Tisch gestellt, der sie in den Bereich

Fig. 6 und 7.
Umlaufender Sand- und Formenförderer in der Gießerei von French & Hecht.

Fig. 6.

Fig. 7. Grundriß.

a Formtisch
b} c} Sandförderer
d Entladestelle
e Rutschenöffnung
f Motor für den Aufzug
g Motor für die Sandförderer
h Kuppelöfen
i Sandaufzug
k Auslaufrinnen, außen 52, innen 17

der Kuppelöfen bringt, wo sie ausgegossen werden. Nach dem Abkühlen werden die Kasten durch eine besondere Vorrichtung vom Tisch in eine Drehtrommel entleert, die den Sand von den Gußstücken trennt. Letztere gleiten über eine Rinne in den darunter liegenden Putzraum, der Sand fällt durch einen Rost in die Mischmaschinen. Der Tisch besteht aus gußeisernen, kreisförmig gebogenen Stücken, die miteinander zu einem festen Ring verbunden sind. Dieser Ring läuft mittels einer Reihe leicht beweglicher Räder auf einem Gleis auf dem Gießereiflur. Er ist zum Aufnehmen von Gußstücken bis zu 34 kg Gewicht eingerichtet und verarbeitet täglich bis 40 t. Das Gießereigebäude ist zweistöckig aus Eisenbeton vollständig feuersicher aufgeführt. Die Formerei und die Kernmacherei befinden sich im ersten Stock, während die Putz-, Sandaufbereit- und Lagerräume im Erdgeschoß untergebracht sind. Die Seitenwände bestehen ganz aus Glas, das in Verbindung mit dem Sägedach die ganze Werkstatt mit einer Fülle natürlichen Lichtes versieht. Zur künstlichen Beleuchtung dienen Wolframlampen, die etwa 7,6 m über dem Flur hängen und einen Abstand von rd. 9 m voneinander haben. Je vier Lampen von je 120 Watt sind unter einem Lichtschirm vereinigt. Der Grundriß der Gießerei bildet nach Fig. 8 ungefähr ein rechtwinkliges Dreieck von 97,6 und 61,6 m Katheten- und 88,5 m Hypotenusenlänge. Der hinter den Kuppelöfen gelegene Teil des ersten Stockwerkes wird für Formereizwecke und zum Walzen von Stahlnaben aus den Enden von nahtlosen Rohren benutzt. Drei elektrische Aufzüge, von denen der eine bis zur Gichtbühne

Fig. 8.
Erdgeschoß der Gießerei.

a Hauptbahngleise
b Aufzug
c Dunstrohre
d Aufgabetisch
e Sandbehälter
f Koksbehälter
g Sandmischmaschine
h Becherwerke
i Schleifmaschinen
k Hängebahnen
l Putztrommeln
m Schmalspurgleise
n Wage
o Pumpen
p Gichtaufzug
q Transformator
r Rutsche

der Kuppelöfen durchgeführt ist, vermitteln den Verkehr zwischen den beiden Stockwerken. Etwa 740 qm am schmalen Ende des Grundstückes sind überdacht und dienen als Lager für Roheisen, Schrott und Sand. Ein Schmalspurgleis führt an den Behältern vorbei und ist durch eine Drehscheibe mit einem zweiten senkrecht dazu verlaufenden verbunden, dessen westlicher Strang am Gichtaufzug endigt. Bei der Drehscheibe liegen zwei Betonbehälter für Koks und Sand von 15,3 m Länge, 5,6 m Breite und 3 m Tiefe. Die vier-

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 1905.

rädrigen Wagen, mit denen Koks, Eisen und Zuschläge zum Kuppelofen geschafft werden, haben an der Stirnseite offene Kasten für 200 kg. Die Wagen laufen, bevor sie in den Gichtaufzug gelangen, über eine selbsttätig aufzeichnende Wage, so daß Irrtümer beim Beschicken vermieden werden und eine genaue Ueberwachung möglich ist. Auf der Gichtbühne liegen, wie aus Fig. 9 ersichtlich, ebenfalls Gleise, auf denen die Wagen vom Aufzug zu den Gichtöffnungen der Kuppelöfen gefahren werden. Vor jedem Ofen befindet sich eine Drehscheibe. An der Decke sind Preßluft-Hebezeuge *h* befestigt, die mit Ketten das hintere Ende der Wagen erfassen und anheben, so daß diese sich um die Vorderräder drehen und ihren Inhalt in den Ofen entleeren. Die beiden Kuppelöfen haben 837 mm Schachtdurchmesser und sind täglich abwechselnd in Dauerbetrieb. Das Gebläse *g* steht auf der Gichtbühne hinter den Oefen und wird durch einen Westinghouse-Drehstrommotor von 440 V, 60 Per./sk und 15 PS mittels Riemens angetrieben. Der Winddruck kann durch Belastung des Sicherheitsventiles am Gebläse verändert werden. Die Menge des zugeführten Windes kann man durch Ventile in der Windleitung zum Ofen von der Gießereisohle aus mittels eines Kettentriebes einstellen.

Fig. 9. Gichtbühne der Kuppelöfen mit Beschickwagen.

Die Kuppelöfen haben kurze Abstichrinnen, Fig. 10, die über kippbaren Pfannen endigen, welche mit einem Handhebel gekippt werden können. Um die Oefen herum und über einen Teil des Formtisches führt in einer Ellipse ein Hängebahngleis *m*. Auf ihm laufen eine Anzahl Katzen, die unten

Fig. 10. Abstichseite der Kuppelöfen.

Gießpfannen für 54 kg tragen. Aus diesen Pfannen füllen 4 Arbeiter ununterbrochen die zugeführten Formen. Sie lassen ihre Katzenpfannen hinter dem Ofen aus der größeren Kippfanne voll laufen, fahren sie um die Oefen herum über die Formen des Ringtisches, gießen diese voll und schieben die leeren Pfannen wieder zur Abstichöffnung, um sie von neuem füllen zu lassen. Die Katzen tragen das ganze Pfannengewicht und ermöglichen ein leichtes Arbeiten. Die Pfannen selbst haben nicht die üblichen Gabeln, sondern, wie Fig. 11 zeigt, Handräder *w* von 471 mm Dmr. etwa in der Mitte der Pfannenstange. Der Arbeiter erfaßt den Griff am Ende der Stange mit der linken Hand, wodurch die wagerechte Lage eingehalten wird, mit der rechten betätigt er gleichzeitig das Handrad zum Kippen der Pfanne. Die Schlackenrinnen liegen den Abstichlöchern gegenüber, und die Schlacke tropft in das Erdgeschoß, von wo sie entfernt wird. Die Räder des Formtisches, Fig. 12, laufen in Rollenlagern und haben hohle Achsen. Auf jeder sitzt eine Stauffer-Büchse zum Schmieren der beiden Lager. Die Achsschenkel schließen sanddicht an die Lager an.

Um das Drehmoment für den Antrieb des Tisches möglichst gleichmäßig zu verteilen und das Andrücken der Spurkränze an die Schienen zu verhüten, hat man den Motor genau in der Mitte des Tischringes unter dem Fußboden der Gießerei aufgehängt. Die Motorwelle reicht beiderseits bis zum Tischumfang. An jedem Ende dieser Welle sitzt eine Schnecke, die in ein Schneckenrad eingreift. Mit dem Schneckenrad ist ein Kettenrad verbunden, über das eine kurze endlose Kette läuft, die durch eine zweite Leerlaufrolle angespannt wird. Die Kette steht mit der Zahnstange des Ringtisches im Eingriff. Die beiden Ketten ersetzen also die Zahntrieblinge und haben den Vorzug, daß sie die Umfangskraft auf eine Anzahl von Zähnen verteilen. Der Motor leistet 7,5 PS, wovon aber kaum 5 im gewöhnlichen Betriebe gebraucht werden. Die Tischgeschwindigkeit kann durch einen Arbeiter geregelt werden, der in

Fig. 11. Laufkatzenpfanne.

der Mitte des Ringes steht und den Fortgang des Ausgießens der Formen beobachtet. Unter gewöhnlichen Verhältnissen läuft der Tisch ununterbrochen mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 0,13 m/sk. Etwa um den halben Umfang wird geformt, und 42 Sandrutschen, 25 vom äußeren, 17 vom inneren Förderring, führen den Formern den Sand zu. Jede Oeffnung hat 229 × 229 qmm Weite und wird durch einen Doppelschieber mit Handhebel abgeschlossen. Vor jeder Rutsche steht eine Durchzug-Formmaschine. Der Sand fällt auf einen Tisch, von dem der Former ihn in den Kasten füllt. Neben jedem Formerstand befindet sich eine kleine Werkbank zum Ablegen der Kerne, Schwärzebeutel, Werkzeuge und sonstigen Geräte. Der Ringtisch läuft dicht daneben, so daß der Arbeiter ohne weiteres die fertige Form absetzen kann.

Fig. 12. Ein Laufrad des Formtisches. Maßstab 1 : 20.

Bei jeder Maschine liegt ein Gasanschluß, dessen Schlauch in einen Brenner zum Erwärmen der Modellplatten endigt. Die Erwärmung ermöglicht, die Modelle besser aus dem Sande zu ziehen.

Die Formkasten tragen Nummern, und jeder Arbeiter benutzt immer dieselben Kasten. Nur 6 Kasten mit den entsprechenden Formbrettern sind für jeden Former erforderlich. Wenn er eine Form auf den Tisch absetzt, legt er eine Messingmarke darauf. In der Nähe des Gießplatzes sammelt ein Junge die Marken und ordnet sie, so daß die Leistung jedes Einzelnen genau überschaut werden kann. Die Arbeiter werden im Stücklohn bezahlt.

Ungefähr 60° des Umfanges werden zum Ausgießen der Formen gebraucht, während 45° zum Abkühlen dienen. Wie erwähnt, sind zum Abgießen nur 4 Mann erforderlich.

An der Entladestelle, Fig. 7, ist unter einem Winkel von 45° quer über den Tisch eine Schranke gezogen, die mit kurzen, senkrechten, drehbaren Walzen versehen ist. Wenn die Kasten dagegen stoßen, werden sie über den äußeren Tischrand hinausgeschoben, von einem Arbeiter mittels Druckluft-Hebezeugen erfaßt und in eine Trommel entleert. Die leeren Kasten setzt der Arbeiter hinter der Schranke *w* wieder auf den Tisch, der sie den Formern zubringt. In der Trommel werden die Abgüsse vom Sand getrennt; sie rutschen dann über eine Rinne in den Putzraum, während der Sand durch einen Rost in einen darunter liegenden Trichter fällt. Der Trichter führt den Sand der Sieb- und Mischmaschine zu, die mit Trommelsieben und Schneckenförderern versehen ist. Einer von diesen ist oben offen, so daß der Sand aus einem darüber liegenden, unten durchlöcherten Messingrohr mit Wasser besprengt werden kann; die Menge des Wassers kann durch Ventile eingestellt werden. Nach Bedarf wird frischer Sand in die Maschine gegeben, und die fertige Mischung wird durch ein Becherwerk durch den Boden hindurch auf den inneren und den äußeren Sandförderer der Formerei verteilt. Die Sandförderer sind aus drehbaren Blechklappen gebildet, die in gußeisernen Rinnen laufen. Die letzteren bestehen aus einzelnen Stücken von 1830 mm Länge, die zu geschlossenen Ringen vereinigt sind. Jede Klappe ist an einer Achse aufgehängt, die mit Rädern auf den Kanten der senkrechten Trogwände läuft. In der Mitte jeder Achse sind Kabelgreifer angebracht, die in endlose Drahtseile fassen. Die Seile werden beide durch einen Elektromotor angetrieben. Die Schaufeln laufen in $7^1/_2$ min einmal um; der größere Förderer hat 31, der innere 21 m Dmr. in der Mittellinie. Die Verteilung der Sandmenge auf die beiden Rinnen kann am Becherwerk eingestellt werden.

Die Kernmacherei bedeckt einen Raum von 32,4 × 19,5 qm und ist mit 7 Kerntrockenöfen und 8 Kernmacherbänken ausgestattet, die für je 6 Arbeiter eingerichtet sind. Die Kerne werden von Frauen angefertigt, denen ein besonderer Wasch- und Ankleideraum unter der Kernmacherei zur Verfügung steht. Ein leichter Handwagen dient zum Fortschaffen der Kerne. Die Nabenkerne werden aus einer Mischung von geschlämmtem Ton und Kernsand hergestellt. Die Trockenöfen, Fig. 13, werden mit Dampf geheizt, und zwar sind die Heizrohre gleichzeitig als Unterlagen für die Kerne ausgebildet. Die Oefen sind 4,9 m lang, 1,7 m breit und 1,8 m hoch und haben 6 Abteilungen, 3 auf jeder Seite. Um die nötige Temperatur zu erzielen, heizt man die Röhren mit Hochdruckdampf von etwa 8 kg/qcm. Das unterste Rohrbündel jeder Abteilung endigt in ein Rohr *d*, das zu einem Kondensationstopf hinter dem Ofen führt.

Die Putzräume befinden sich im Erdgeschoß unter der Formerei. Die Gußstücke fallen über die Rutsche auf einen Betontisch, der mit Sand bedeckt ist. Neben ihm liegen 16 Putztrommeln, die in zwei Gruppen zu je achten von einem unter der Decke aufgehängten Elektromotor durch Riemen angetrieben werden. Vier Hängebahngleise schaffen die Gußstücke von dem Tisch mit Kippkübeln in die Trommeln *l*, Fig. 8. Der Dunst wird durch zwei große Abzüge nach oben über das Dach geführt. Hinter den Putztrommeln steht eine Reihe von 7 doppelten Schmirgelscheiben. Sie werden von einem Vorgelege aus durch einen Westinghouse-Drehstrommotor angetrieben und sind mit Staubabsaugevorrichtungen versehen. Nach dem Fertigmachen werden die Gußstücke in Schiebkarren oder kleine Wagen gepackt, auf denen sie in die Montageräume gefahren werden.

Fig. 13. Trockenofen für Kerne.

Im ersten Stock ist neben der Kernmacherei ein Wasch- und Ankleideraum für die Arbeiter eingerichtet. Im Erdgeschoß befindet sich ein gewölbtes, feuersicheres Modellager von 31 × 24,4 qm, das mit eisernen Fächern ausgestattet und mit der Formerei durch einen elektrischen Aufzug verbunden ist. Holz- und Metallmodelle werden getrennt gelagert.

(Schluß folgt.)

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln.[1]

Von **K. Bernhard.**

(Schluß von S. 1510)

IX. Entwurf »Ohne Maske«.

Verfasser: August Klönne, Dortmund, Havestadt & Contag, Berlin-Wilmersdorf, und Franz Brantzky, Köln.

Dieser in Z. 1911 S. 1411 kurz dargestellte Entwurf behandelt eine versteifte Kabelhängebrücke mit Pendelpylonen und tiefliegenden Versteifungsträgern, s. Fig. 209. Auch hier sind die Haupttragwände außerhalb der Fußwege angeordnet. Infolgedessen liegen die Kabel in einem Abstande von 20,80 m, die Versteifungsträger in einem solchen von 19,40 m, s. Fig. 208.

Die Kabel liegen außerhalb des Geländer in senkrechten Ebenen, wie aus Fig. 210 ersichtlich. Sie bestehen aus drei Einzelkabeln von je 7 patentverschlossenen Seilen zu 92 mm Dmr. Die Aufhängevorrichtung entspricht genau der des Entwurfes III »Fragt nicht wie billig, fragt wie gut« von denselben Ingenieurfirmen[1]). Es ist auch hier, um die drei Kabel gleichmäßig zu belasten, das Hebelsystem nach Art der Breslauer Kaiserbrücke[2]) verwendet. In der Mittelöffnung ist eine Pfeilhöhe von 1/10 der Stützweite angenommen.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Brücken- und Eisenbau) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 1,60 ℳ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[1]) s. Z. 1911 S. 754 Fig. 130 bis 135.

[2]) s. Bernhard, »Eiserne Brücken« S. 322, und Z. 1911 S. 34.

Die Versteifungsträger sind durchgehende Fachwerkträger auf 4 Stützen, deren Obergurt in Geländerhöhe liegt und deren Untergurt mit der Umgrenzung der vorgeschriebenen Durchfahrthöhe zusammenfällt. Hieraus ergibt sich aber wiederum eine außerordentlich geringe Höhe des Versteifungsträgers, dessen Querschnitte infolgedessen so gewählt sind, daß die Schwerlinien der Gurte möglichst nahe an den Außenkanten liegen.

Mit den Portalständern sind die Sattellager für die

Fig. 209.

Seitenansicht des Entwurfes »Ohne Maske«.

Kabel fest verbunden. Die Pylonen selbst erhalten Tangentiallager.

Im übrigen ist zu den sonst sachgemäß durchgeführten Einzelheiten nichts Neues gegenüber den bereits erwähnten Entwürfen anzuführen. Zu bemerken ist nur, daß nach Aufstellung der Portalständer unter Verwendung von Hülfsseilen Laufstege gebaut werden, um nach Art der amerikanischen Brücken die Kabel zu montieren, an welche dann ein Arbeitsboden gehängt wird, von dem aus Fahrbahn und Versteifungsträger errichtet werden.

Fig. 210.

Querschnitt in Brückenmitte.

Maßstab 1 : 80.

Von Interesse dürfte die nachstehende Zusammenstellung der Gewichte sein:

Fahrbahn	2778,4 t
Versteifungsträger	2855,2 »
Windverband	239,6 »
Aufhängung	322,2 »
zu übertragen	6195,4 t
Uebertrag	6195,4 t
Pylonen	672,5 »
Verankerung der Kabel	91,8 »
Stahlguß für die Auflager und Aufhängevorrichtungen	590,2 »
Kabeldraht	1083,6 »
Gesamtgewicht	8633,5 t

Ueber die statische Berechnung, namentlich über die Durchbiegungen, habe ich nichts zu berichten, da ich sie nicht durchsehen konnte.

X. Entwurf »Kunst und Technik«.

Verfasser: Deutsch-Luxemburgische Bergwerks- und Hütten-Gesellschaft, Abteilung Union, Dortmund, und Prof. Peter Behrens, Neubabelsberg.

Schließlich möge noch dieser beachtenswerte und in mancher Hinsicht äußerst lehrreiche Entwurf in seinen Hauptzügen erörtert werden. Die Hauptträger sind als Ketten mit durchlaufenden vollwandigen Versteifungsträgern ausgebildet, s. Fig. 211. Durch diese vollwandigen Träger, die außerhalb der Fahrbahn liegen und deshalb nicht höher als die Fahrbahndicke einschließlich des Geländers gemacht werden dürften, soll — so meinen die Verfasser — die uferverbindende Straßenführung in geschlossenen Form zur Erscheinung gebracht werden, wobei die konstruktiv dazugehörigen Ketten und Hängestangen durch möglichst geringe Querschnittsausdehnung als Konstruktionselemente in den Hintergrund gedrängt werden. Es muß jedoch bemerkt werden, daß infolgedessen die wichtigsten Konstruktionsteile, auf denen die Festigkeit des ganzen Tragwerkes begründet ist, zu wenig betont sind, und daß durch das Uebergewicht dieses vollwandigen Trägerbandes, das sich außerdem noch an den

Fig. 211.

Ansicht des Entwurfes »Kunst und Technik«.

Fig. 212 und 213. Hauptträger über dem Strompfeiler.

Maßstab 1 : 100. Schnitt *a-b*.

Strompfeilern in den Unterkanten zu den Lagern absenkt und dabei auf 5,76 m Höhe wächst, während die Höhe in der Mittelöffnung nur 3,26 m beträgt, die Durchsichtigkeit des Bauwerkes im Städtebilde sehr beeinträchtigt ist. Auch muß wiederholt hervorgehoben werden, daß ein Strebenfachwerk bei gleichmäßiger und ruhiger Anordnung der Schrägen ornamental wirkt, was von hervorragenden Aesthetikern anerkannt worden ist. Eine zwingende technische Notwendigkeit für die Ausbildung als Blechträger liegt also nicht vor. Es scheint so, als ob der beteiligte Künstler seine Ansicht, daß ein eisernes Stabwerk ein »entmaterialisiertes« Bauwerk bilde und unschön wirke, zu sehr vorgeschoben hat. Deshalb aber hohen Blechträgern den Vorzug zu geben, dagegen wird sich das Gefühl des Ingenieurs vorwiegend aus technischen Gründen jederzeit sträuben. In der Entwicklung des Eisenbaues hat man mit hohen Blechträgern ange-

Fig. 215 und 216.

Hauptträger und Fahrbahnkonstruktion an den Brückenenden.

Schnitt *a-b*. Längsschnitt.

a Abtropfblech

Fig. 214.

Ansicht des eisernen Ueberbaues am Strompfeiler.

Maßstab 1 : 300.

fangen und ist über engmaschige Gitterträger zum Fachwerkträger mit einfachem Deieckstabwerk gekommen. Wie auch der Wettbewerb zeigt, liegt heute sogar vielfach große Neigung vor, den Fachwerkträger durch Rahmenträger (ohne Schrägen) zu ersetzen, ob mit Vorteil und Erfolg, möge dahingestellt bleiben[1]. Jedenfalls ist die Anwendung von Blechträgern in den hier vorliegenden Abmessungen kein erstrebenswertes Ziel des Eisenbaues, um so weniger, als die Uebertragung der Querkräfte und die Aussteifung der Blechwände, wie auch der vorliegende Fall zeigt, zu aufgenieteten Schrägstäben Anlaß gibt, s. Fig. 212 bis 214.

[1] s. Z. 1912 S. 754.

In konstruktiver Hinsicht ist zu erwähnen, daß die Ketten am Widerlager mit dem Versteifungsträger verbunden sind, s. Fig. 215 und 216, so daß eine besondere Rückhaltkette mit Verankerung nicht erforderlich wird. Die Kette aus Nickelstahl hat kastenförmigen Querschnitt, ebenso sind die Blechträger dementsprechend doppelwandig. Auf die statischen Einflüsse dieser Bauart gehe ich weiter unten ein. Die Hängestangen sind aus oben erwähnten ästhetischen Gründen aus Rundeisen gebildet und an Kette und Versteifungsträger durch Bolzen und Augenstäbe angeschlossen, s. Fig. 217. Die Pylonen sind pendelartig mit den Kabeln und den Versteifungsträgern verbunden. Die natürlich sehr leicht ausgebildeten Pylonen stehen dabei mittels Kipplagern oben auf den Aussteifungsträgern, s. Fig. 212 und 213. Das erforderliche Gesamtgewicht hat eine recht beträchtliche Höhe erreicht, nämlich 9378 t; es wird dabei von »Gitterkette« und »Köln-Deutz I« allerdings noch übertroffen.

Die statische Berechnung ist im allgemeinen in einwandfreier Weise durchgeführt. Das System ist dreifach statisch unbestimmt. Das statisch unbestimmte Hauptsystem ist der Balken auf 4 Stützen, bei dem die Stützdrücke der Mittelpfeiler als statisch unbestimmte Größen eingeführt sind. Als dritte statisch unbestimmte Größe ist der Horizontalzug der Kette gewählt; er ist berechnet nach der Gleichung

$$X_a = \frac{\delta_{mh}}{\delta_{hh}}.$$

Bei Berechnung von δ_{mh} und δ_{hh} ist der Einfluß der Sprengung des kontinuierlichen Balkens getrennt durchgearbeitet. Diese Sprengung ist von günstigem Einfluß auf die Durchbiegungen des Hauptträgers, jedoch nicht in dem Maße, wie es nach den von den Verfassern gemachten Angaben scheint. Im folgenden sind die für vier Belastungsfälle errechneten Durchbiegungen angegeben:

Durchbiegungen.

	Seitenöffnung mm	Mittelöffnung mm
1) ständige Belastung	+ 70	+ 130
2) ein Drittel der Verkehrsbelastung in der Mittelöffnung allein	− 150	+ 215
3) ein Drittel der Verkehrslast in den beiden Seitenöffnungen	+ 130	− 160
4) volle Verkehrslast auf der ganzen Brücke . .	− 60	+ 165

Man ersieht, daß diese niedrigen Zahlen daher rühren, daß bei den Teilbelastungen mit nur einem Drittel der Verkehrslast gerechnet ist. Bei einem Vergleich mit den übrigen Entwürfen müßten also die unter 2 und 3 angegebenen Zahlen verdreifacht werden, und die größte Durchbiegung der Brückenmitte würde beim zweiten Belastungsfall 645 mm betragen, also weit mehr als bei den bisher besprochenen Entwürfen mit Ketten. Die hohen Werte für die Durchbiegungen bei Teilbelastungen erklären sich daraus, daß die entlastende Wirkung der unbelasteten Nachbarfelder durch die Sprengung des Versteifungsträgers verkleinert wird.

Fig. 217.

Normaler Querträger.

Maßstab 1 : 80.

Auf jeden Fall ist dieser Entwurf technisch und statisch höchst lehrreich und hat keineswegs die geringe Beachtung verdient, die ihm im Wettbewerb zuteil geworden ist.

Die Verfasser haben vorgeschlagen, statt des durch die Wettbewerbsbedingungen vorgeschriebenen Kiesbetons Bimsbeton für die Fahrbahnabdeckung zu verwenden.

Bei vielen größeren Bauwerken dieser Art hat man der Gewichtersparnis halber Bimsbeton gewählt, was nach meinen Erfahrungen kein Fehler ist. Wie es in der Beurteilungsschrift des Preisgerichtes ausdrücklich heißt, ist der Entwurf dieser Programmwidrigkeit wegen zurückgestellt worden, obwohl ihm sonst eine gute Wirkung nachgesagt wird. Dieses Urteil wird vom Ingenieurstandpunkt aus nicht geteilt werden können.

Der Hauptvorwurf ist dem Entwurf daraus zu machen, daß die Kunst die Technik zu sehr beherrscht hat, statt daß sie ihr hätte dienen sollen.

Schluß.

Der besprochene Wettbewerb ist für die Frage des Baues von Hängebrücken in Abmessungen vorliegender Größe von außerordentlicher Bedeutung und wohl geeignet, eine Reihe von wichtigen Fragen zu klären. Es ist für die einzelnen Beteiligten zu bedauern, daß die für die eingehende Bearbeitung der hierher gehörigen wissenschaftlichen und technischen Fragen aufgewandte Mühe zu keinem durchschlagen Erfolge geführt hat.

Wie bereits auf S. 1373 dieser Zeitschrift mitgeteilt, hat nun die Stadtverordnetenversammlung von Köln einen neuen engeren Wettbewerb beschlossen.

Es muß hier auch nochmals darauf hingewiesen werden, wie ich es bereits in Z. 1904 S. 1613 gelegentlich der Besprechung des Wettbewerbes der Ruhrort-Homberger Brücke getan habe, daß zu der verlangten Ausführlichkeit kein Anlaß vorgelegen hat, und es im Interesse der Industrie nicht richtig ist, solche Anforderungen mit so geringen materiellen Entschädigungen zu stellen. Man hätte sehr wohl bei diesem als auch bei dem neuen Wettbewerb die städtebauliche Aufgabe von der Brücke abtrennen und dafür einen besonderen Wettbewerb ausschreiben können.

Die dem neuen Wettbewerb zugrunde liegenden Bedingungen sind wesentlich verändert. Der größeren Durchbiegung einer Hängebrücke ist dadurch Rechnung getragen, daß die Fahrbahn 30 cm höher gelegt wird. Offen gelassen ist wiederum die Frage, welche Durchbiegung bei einer bestimmten Lastverteilung statthaft ist. Daß die Bogenbrücke für die Mittelöffnung zugelassen ist, bedeutet für die Anhänger der Hängebrücke eine große Gefahr und steht scheinbar mit dem Inhalt der Aeußerungen des bisherigen Preisgerichtes nicht ganz im Einklang. Die am neuen Wettbewerb Beteiligten werden nun wohl Entwürfe nach beiden Richtungen bearbeiten müssen; sie müssen sich also einer Arbeit von doppeltem Umfange unterziehen. Auch muß gegen den von Architekten beeinflußten Wunsch des neuen Programmes, möglichst keine Diagonalen, also Rahmenträger, anzuwenden, vom Standpunkte des Eisenbaues Bedenken erhoben werden, da wichtige theoretische und praktische Fragen noch nicht ausreichend geklärt sind, um diese Bauart bei einer so großen Brücke zu verwenden.

Nach den Erfahrungen des vorliegenden Wettbewerbes wäre schließlich dringend zu wünschen, daß im Preisgericht wesentlich mehr Brückentechniker mitsprächen. Es scheint so, als ob diese nur in äußerst geringer Zahl vertreten sind, und doch ist es so außerordentlich schwierig, die gewaltigen Leistungen technischer Arbeit in kurzer Zeit richtig gegeneinander abzuwägen!

Die Maschinen des Diesel-Schiffes „Monte Penedo“.[1]

Das von den Howaldtswerken für die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrt-Gesellschaft erbaute Diesel-Schiff »Monte Penedo«, das am 10. August d. J. seine Probefahrten mit ausgezeichnetem Erfolge erledigt hat[2], wird von zwei umsteuerbaren Dieselmaschinen angetrieben, die von Gebr. Sulzer erbaut worden sind, und denen als ersten größeren Diesel-Zweitaktmaschinen für Schiffsantrieb besondere Beachtung geschenkt werden muß. Das Schiff hat inzwischen seine erste Reise nach Südamerika angetreten und ist am 5. September ohne die geringste Betriebstörung in Lissabon eingetroffen. Die Fahrgeschwindigkeit konnte unterwegs ununterbrochen mit 10 bis 11 Knoten eingehalten werden. Von Lissabon ist das Schiff planmäßig weitergefahren.

Fig. 1.
Das Diesel-Schiff »Monte Penedo«, erbaut von den Howaldtswerken in Kiel.

Die wichtigsten Abmessungen des Schiffes, Fig. 1 und 2, sind:

Länge über alles	107 m
Breite	15,3 m
Raumgehalt	4000 Brutto-Reg.-Tons
Tragfähigkeit	6500 t

Die Hülfsmaschinen des Schiffes werden mit Ausnahme der auf See durch vorgewärmte Druckluft betätigten Rudermaschine durch Dampf angetrieben, der von einem Kessel mit Oelfeuerung erzeugt wird.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2] s. Z. 1912 S. 1338.

Fig. 2. Das Diesel-Schiff »Monte Penedo«.
Maßstab rd. 1 : 170.

Die Hauptmaschinen, Fig. 3 bis 7, leisten je 850 PS_e bei 160 Uml./min. Bei ihrer Konstruktion ist danach gestrebt worden, soweit wie möglich die im Schiffbau bei Dampfmaschinen üblichen Maschinenteile zu verwenden, ohne die Erfahrungen im Bau von Dieselmaschinen zu vernachlässigen. Sie haben je vier Arbeitszylinder, arbeiten im einfachwirkenden Zweitakt und werden durch zwei Rundlaufmaschinen mit Druckluftbetrieb umgesteuert. Nach jedem Arbeitshube wird, wenn sich der Kolben im untersten Todpunkte befindet, der Zylinder mit Frischluft durchgespült und gefüllt. Diese Spül- und Verbrennungsluft wird von der doppeltwirkenden Spülluftpumpe geliefert, die als fünfter Zylinder an der Stirnseite der Maschine angeordnet und mit der dreistufigen Einblase-Luftpumpe vereinigt ist. Die Kolben der Zylinder sind um 90° gegeneinander versetzt; die Arbeitstakte folgen sich also in gleichen Abständen. Die Pumpenkurbel ist gegenüber den Arbeitskurbeln derart versetzt, daß die günstigste Spülwirkung erreicht wird.

Die ganze Maschine ruht auf einer dreiteiligen gußeisernen Grundplatte, die wie bei Schiffsdampfmaschinen als Hohlkörper ausgebildet und auf gußeisernen Paßstücken mit Bolzen befestigt ist. Die Ständer sind in Hohlguß aus Gußeisen hergestellt und mit besonderen Gleitflächen aus hartem Gußeisen für die einseitigen Kreuzkopfführungen versehen. Die nachstellbaren Gleitschuhe bestehen aus Stahlguß und sind mit Weißmetall auf Vor- und Rückwärtsgang ausgegossen. Die

Fig. 3 bis 7. 850pferdige umsteuerbare einfachwirkende Sulzersche Zweitakt-Diesel-Schiffsmaschine.

Fig. 3.

Arbeitszylinder haben 470 mm Dmr., 680 mm Kolbenhub und zwischen Büchse und Mantel einen reichlich bemessenen Kühlraum. Die Zylinderdeckel sind miteinander verschraubt und an Stahlsäulen befestigt, die von der Grundplatte ausgehen und die Beanspruchungen der Zylinderdeckel sowie die auf die Hauptlager übertragenen Kolbenkräfte aufnehmen.

gossen. Die Kurbelwelle besteht aus zwei gleichen, zweifach gekröpften Schmiedestücken aus Siemens-Martin-Stahl von 48 bis 55 kg/qmm Zugfestigkeit und mindestens 22 vH Dehnung. Die zweiteiligen Kolben sind aus Gußeisen hergestellt und mit gußeisernen Dichtungsringen versehen. Die Kolbenstangen sind aus Siemens-Martin-Stahl von 46 kg/qmm

Fig. 4 und 5. Vorderansicht und Grundriß.

Maßstab 1 : 40.

Die Ständer und Arbeitszylinder werden dadurch von allen Spannungen in der Längsrichtung entlastet, was insbesondere bei Zweitaktmotoren, bei denen die Zylinderwände durch Auspuffschlitze durchbrochen sind, von Bedeutung ist.

Die unteren Schalen der Wellenlager bestehen aus Stahlguß und sind unten glatt zylindrisch, damit sie herausgedreht werden können, ohne daß die Welle entfernt zu werden braucht. Deckel und Schale sind mit Weißmetall ausge-

Festigkeit und 20 vH Dehnung geschmiedet und auf die Kolben mittels Flanschen aufgeschraubt, während sie im Kreuzkopf mit Gewinde und Mutter befestigt sind. Sie sind alle untereinander gleich und auswechselbar. Die Pleuelstangen sind ebenfalls aus Siemens-Martin-Stahl geschmiedet; ihre Länge ist gleich dem 4½-fachen des Kurbelhalbmessers. Die Lager aus Stahlguß und Bronze sind mit Weißmetall ausgegossen.

Alle umlaufenden und gleitenden Teile werden durch

Drucköl geschmiert, das durch eine Umlaufpumpe gefördert wird und sich in einem in der Grundplatte angebrachten Oelfang ansammelt; eine Einrichtung zum Kühlen und Filtern des Oeles ist vorhanden. Für die Zylinderschmierung sind besondere Pumpen mit sichtbarem Einlauf angeordnet. Die Arbeitskolben werden mit Seewasser gekühlt, das von einer besonderen Kühlwasserpumpe geliefert, durch Kupferrohre geleitet und durch teleskopartig ineinander gleitende Rohre zu- und abgeführt wird, wobei Stopfbüchsen ganz vermieden sind. Das Kühlwasser tritt im Freistrahl in den Kühlraum ein.

Die je an der Stirnseite beider Hauptmaschinen angeordnete doppeltwirkende Spülluftpumpe mit Stahlgußkolben wird durch einen Kolbenschieber gesteuert, der durch Exzenter von der Kurbelwelle angetrieben wird und mit einer Umsteuervorrichtung, die den bei Dampfmaschinen gewöhnlich verwendeten gleicht, versehen ist. Die Einblase-Luftpumpe ist dreistufig und mit der Spülluftpumpe derart vereinigt, daß die erste Stufe gleichzeitig als Kreuzkopf der Spülluftpumpe ausgebildet ist, Fig. 7. Die zweite und dritte Stufe der Pumpe sind auf dem Rücken des Pumpengestelles angeordnet und werden durch einen Balanzier von der Schubstange der Pumpe aus angetrieben. Alle drei Stufen der Einblase-Luftpumpe sind mit Kühlmantel versehen; die Luft strömt außerdem von der einen Stufe zur andern durch je einen gekühlten Aufnehmer. Die Einblase-Luftpumpe hat nur selbsttätig wirkende Ventile, so daß sie zur Umsteuerung keiner besondern Vorrichtung bedarf. Sie liefert außer der Luft zum Einblasen des Brennstoffes in die Arbeitszylinder auch die Füllung der Druckluft-Flaschen zum Anlassen und Umsteuern der Maschinen.

Diese Flaschen sind nahtlose Stahlgefäße, deren hinteres Ende tiefer liegt, so daß sich hier alles niedergeschlagene Wasser ansammeln kann. Hier werden die Flaschen also auch möglicherweise zuerst durchrosten, weshalb an dieser Stelle ein Schrumpfband aufgezogen ist, das die Bruchgefahr vermindert. Beim Bruch wird Luft zwischen dem Band und der Flasche austreten, wodurch der Schaden bemerkt wird.

Fig. 6 und 7. Maßstab 1 : 40.

Schnitt durch einen Arbeitszylinder. Schnitt durch die Spül- und Einblase-Luftpumpe.

Die Druckluft-Flaschen sind in vier Gruppen geteilt, von denen zwei je 5 und zwei je 3 Flaschen umfassen. Die eine Gruppe zu fünfen dient für den normalen Betrieb und wird mit 65 at geladen gehalten; die zweite Gruppe zu 5 Flaschen dient als erste, die beiden Gruppen zu je dreien als zweite und dritte Aushülfe. Wenn der Druck in der Betriebsgruppe unter 40 at sinkt, kann aus den in Bereitschaft stehenden Flaschen nachgefüllt werden. Die Flaschen werden im normalen Betriebe von den Hauptmaschinen aus geladen, deren Kompressoren die Druckluft zunächst in die Einblasegefäße liefern. Von diesen zweigen die Einblaseleitungen für den Brennstoff sowie eine gemeinsame Entwässerleitung ab, die auch zum Füllen der Luftflaschen dient. Außerdem sind, wie erwähnt, ein Dampfkompressor und ein von einem Dieselmotor angetriebener Kompressor zur Aushülfe vorhanden. Die beiden Hülfs-Dieselmotoren sind an die Druckluftanlage angeschlossen, in deren Leitungen Sicherheitsventile angeordnet sind, um bei falschen Ventilstellungen Rohrbrüche zu verhüten. Schließlich ist noch ein besonderer Behälter vorgesehen, der, mit Luft von 7 at Ueberdruck geladen, zum Antrieb der Steuermaschine dient.

Die Spül- und Ladeluft für die Hauptmaschinen wird durch seitlich in der Zylinderwand angeordnete Schlitze in die Arbeitszylinder eingeführt. Der Zutritt zu den unteren Schlitzen wird allein durch den Kolben, der zu den oberen Schlitzreihen durch besondere Ventile gesteuert. Die obere Schlitzreihe, durch welche noch Luft eingeführt wird, nachdem die Auspuffschlitze geschlossen sind, wird vom Kolben zuletzt zugedeckt. Den Einführschlitzen für Spül- und Ladeluft liegen die Auspuffschlitze gegenüber. Durch diese gelangen die Abgase in die mit einem Kühlmantel versehene Auspuffleitung und von da durch einen Schalldämpfer ins Freie. Diese Art der Einführung von Spül- und Ladeluft ergibt eine sehr gut zusammenpassende und einfache Ausbildung der Zylinderdeckel und der Steuerung. Im Zylinderdeckel brauchen nur noch das Brennstoff- und das Anlaß-Luftventil untergebracht zu werden, s. Fig. 8.

Die Brennstoffventile und die an allen Zylindern angeordneten Anlaß-Luftventile werden von der für alle Zylinder gemeinsamen Steuerwelle mit fest aufgekeilten Nocken betätigt. Die in der Mitte der Maschine angeordnete Umsteuervorrichtung besteht einerseits aus einer Einrichtung zum Verdrehen der Steuerwelle in bestimmtem Verhältnis zur Kurbelwelle für Einstellung auf Vorwärts- und Rückwärtsgang, anderseits aus einer Vorrichtung zum Einschalten der Steuerung auf Anlassen, Betrieb und Halt. Die Umsteuerung kann sowohl mit der Hand als auch durch Druckluft betätigt werden. Im letzteren Falle wird mittels Druckluftkolbens und Schraubenräder die im übrigen rein mechanische Umsteuervorrichtung in die entsprechenden Stellungen gebracht. Ein Sicherheitsregler, der die Brennstoffzufuhr abstellt oder auf die Füllung der Brennstoffpumpe einwirkt, verhindert das Ueberschreiten der höchsten zulässigen Umlaufzahl bei Wellenbruch oder austauchender Schraube.

Beim Umsteuern wird die Maschine in der gewünschten Richtung durch die Anlaßventile mit Druckluft angelassen. Außerdem muß die Steuerwelle gegen die Hauptwelle um einen gewissen Winkel verdreht werden, damit die Brennstoffventile im richtigen Augenblicke für Vor- und Rückwärtsgang geöffnet werden. Die Anlaßventile müssen in beiden Richtungen wirken können, weshalb je eine Vor- und eine Rückwärts-

kamme für die Anlaßventile vorhanden sind. Eine zweite Steuermaschine besorgt das An- und Abheben der Rollen von den Anlaß- und Brennstoffnocken. Die Exzenter sitzen auf der Welle derart, daß die Rollen in den Stellungen 1, 2 und 3 in folgender Weise stehen:

Stellung 1: Beide Rollen sind ausgerückt — Stoppstellung.
» 2: Anlaßrollen sind eingerückt, Brennstoffrollen ausgerückt — Anlaßstellung.
» 3: Brennstoffrollen sind eingerückt, Anlaßrollen ausgerückt — Betriebstellung.

Diese drei Stellungen werden durch Verdrehen einer Kurvenscheibe erreicht, die von der Steuermaschine angetrieben wird. Beim Umsteuern wird nun die Steuerung zunächst durch die Steuermaschine in die Stoppstellung gebracht. Sodann wird die Nockenwelle entsprechend der Vor- oder Rückwärtsbewegung verdreht und gleichzeitig die Steuerwelle mit dem Vor- oder Rückwärtsnocken in Berührung gebracht, und schließlich wird die zweite Steuermaschine in Betrieb gesetzt, wodurch die Exzenterwelle nach und nach in die Stellungen 2 und 3 für Anlassen mit Druckluft und Betrieb mit Brennstoff gebracht wird.

Von den Schubstangen der beiden äußeren Zylinder der Hauptmaschinen werden durch Doppelhebel Pumpen angetrieben, die Wasser zum Kühlen der Zylinder und Kolben sowie für Wasch- und Lenzzwecke liefern. Für diese Pumpen ist eine bei Schiffsdampfmaschinen übliche Ausführung beibehalten worden; sie dienen, da sie mehrfach vorhanden sind, gegenseitig zur Aushülfe. Da die Pumpen, wie von der Reederei gewünscht wurde, unmittelbar an die Hauptmaschinen angebaut worden sind, sehen diese nach Fig. 3 verwickelter aus, als sie in Wirklichkeit sind. In Fig. 4 bis 5 sind die Pumpen nicht mit eingezeichnet.

Die beiden als Hülfsmaschinen dienenden 50 pferdigen Diesel-Viertaktmotoren sind hinter den Hauptmaschinen aufgestellt, Fig. 9. Der eine Motor treibt mit 425 Uml./min eine Dynamomaschine für die Lichterzeugung, der andre mit der gleichen Umlaufzahl den Kompressor, der für außergewöhnliche Fälle die für die Hauptmaschinen erforderliche Druckluft liefert. Die eine Dieselmaschine wiegt zusammen mit der Dynamomaschine 7 t.

Die Diesel-Hülfsmaschinen haben je drei Arbeitzylinder von 205 mm Bohrung und 220 mm Hub. Das kastenförmig ausgebildete Gestell besteht aus einem zweiteiligen Gußrahmen, der durch innenliegende Säulen verstärkt ist; an den Seiten ist es durch abnehmbare Platten abgeschlossen. Im oberen Teil des Zylinders sind die Einlaß-, Auslaß-, Brennstoff- und Anlaßventile untergebracht. Die im Kastengestell angeordnete wagerechte Steuerwelle wird durch Stirnräder mit schrägen Zähnen von der Hauptwelle angetrieben und betätigt die Ventilhebel durch Stangen. Die Steuerung, die Ventile usw. sind, wie bei ortfesten Viertaktmaschinen ausgebildet. Die Brennstoffpumpe wird von der Kurbelwelle aus angetrieben. Zur Beeinflussung der Umlaufzahl ist ein Regler mit Vorrichtung zum Verstellen der Umlaufgeschwindigkeit eingebaut. Er beeinflußt in bekannter Weise je nach seiner Einstellung die Oeffnungsdauer der Saugventile der Brennstoffpumpe.

Das Oel für die Schmierung der Zylinder wird durch eine besondere Pumpe gefördert, deren Antrieb mit dem der Brennstoffpumpe vereinigt ist. Sämtliche Lagerstellen werden mit Drucköl geschmiert. Das dazu erforderliche Oel wird durch eine innerhalb des Kurbelkastens angeordnete Pumpe in stetem Kreislauf gehalten. Der Oelvorrat wird durch einen Oelstandanzeiger außerhalb der Grundplatte nachgewiesen. Unterhalb der Brennstoffpumpe befindet sich am Kurbelkasten eine von der Luftpumpenstange angetriebene Flügelpumpe, die Kühlwasser für die Zylinder und die Luftpumpen liefert.

Die beiden umsteuerbaren Haupt-

Fig. 8.

Steuerung der Brennstoff- und Anlaß-Luftventile. Obere Bedienungsbühne. Im Hintergrund die Hülfs-Dieselmotoren.

Fig. 9.

50 pferdige Dieselmotoren als Hülfsmaschinen für Dynamo- und Kompressorenantrieb.

maschinen wiegen je 55 t, einschließlich allen Zubehörs, wie Rohrleitungen, Luftbehälter, Auspufftöpfe usw., 77 t. Der Hülfskompressor einschließlich Antriebmaschine hat ein Gewicht von 6 t. Das Gesamtgewicht der Maschinenanlage beträgt also 160 t (einschließlich Lichtmaschine 167 t). Der Brennstoffverbrauch wurde während eines 48stündigen Dauerversuches zu 210 g/PS_e-st bei Normallast festgestellt[1]). Da die Pumpen für Lenz- und andre Zwecke mit den Maschinen unmittelbar gekuppelt sind, ist der Verbrauch für die Maschinen allein also noch etwas geringer.

[1]) nicht, wie in Z. 1912 S. 1338 angegeben, 210 g/PS_i-st; für 1 PS_i-st ist nur mit einem Brennstoffverbrauch von 147 g zu rechnen.

Ueber tiefe Temperaturen und ihre industrielle Verwertung.

(Wasserstoffverfahren Linde-Frank-Caro)[1])

Von Dr. **F. Pollitzer.**

(Vorgetragen im Bayerischen Bezirksverein deutscher Ingenieure)

Die Thermodynamik lehrt, daß die tiefste erreichbare Temperatur 273° unter dem Schmelzpunkt des Eises liegt[2]). Das Bestreben der Physiker, dieser Temperatur sich zu nähern, sie zu erreichen oder sie, wenn möglich, der Theorie zum Trotz zu unterschreiten, hat in den Forschungen der letzten Jahre bemerkenswerte Erfolge aufzuweisen. Die flüssige Luft, die früher die tiefste praktisch erreichbare Temperatur hatte, siedet bei etwa —190°, also rd. 80° oberhalb des absoluten Nullpunktes; seit etwa 10 Jahren kann man nach Dewar Wasserstoff in größeren Mengen verflüssigen und damit Temperaturen von 20 bis zu 12° der absoluten Skala erreichen. Ein weiteres Gebiet ist kürzlich durch Kamerlingh Onnes erschlossen worden. Es gelang dem holländischen Forscher nach jahrelanger, zielbewußter Arbeit, auch das am schwersten kondensierbare Gas, das Helium, in den flüssigen Zustand überzuführen. Der Siedepunkt flüssigen Heliums unter atmosphärischem Druck liegt bei 4,25° abs. Bei Verminderung des Druckes sinkt die Siedetemperatur; der kleinste Druck, den Kamerlingh Onnes erreichen konnte, betrug 0,15 mm Quecksilber; diesem Druck entspricht eine Siedetemperatur, die nur noch 1,15° vom absoluten Nullpunkt entfernt ist. Dies ist die tiefste bisher erreichte Temperatur.

Es wäre verfehlt, aus diesen Erfolgen der Forschung den Schluß zu ziehen, daß die Unterschreitung des absoluten Nullpunktes nunmehr nur eine Frage der Zeit sei. Eine Reihe von Arbeiten, auf die ich später noch zurückkommen werde, haben im Gegenteil das Vorhandensein eines absoluten Nullpunktes und seine Lage bei —273° durchaus bestätigt, und sie führen zu dem weiteren Schluß, daß die Erreichung des absoluten Nullpunktes nicht nur praktisch, sondern auch theoretisch unmöglich ist.

Die Technik ist den Fortschritten der wissenschaftlichen Forschungen in einigem Abstande gefolgt. Die Industrie der tiefen Temperaturen setzt ein mit Lindes Luftverflüssigungsverfahren im Jahre 1895. Nach diesem und nach ähnlichen Verfahren wird heute in zahlreichen Anlagen atmosphärische Luft verflüssigt. Der Zweck dieser Verflüssigung ist, die Luft mittels Rektifikation oder fraktionierter Kondensation in Sauerstoff und Stickstoff zu zerlegen. Beide Gase haben in den letzten Jahren einen immer steigenden Absatz gefunden. Während im Jahre 1903 die in den Handel gebrachte Menge Sauerstoff in Deutschland kaum 30000 cbm überstieg, betrug die Erzeugung im Jahre 1911 3 bis 4 Millionen cbm, die zum größten Teil nach dem Verflüssigungsverfahren gewonnen worden sind. Die Industrie des Stickstoffs ist erst wenige Jahre alt; ihr weitaus wichtigster Zweig ist die Herstellung von Kalkstickstoff, wofür von der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen in den letzten 6 Jahren 8 Anlagen errichtet worden sind, darunter 2 für eine Jahreserzeugung von je 6 Millionen cbm, während zwei weitere große Anlagen von der Société L'Air liquide nach dem Verfahren von Claude ausgeführt worden sind. Der in diesen Anlagen erzeugte Stickstoff ist von außerordentlicher Reinheit; er enthält nur 0,1 bis höchstens 0,4 vH Sauerstoff.

Zu den beiden nach den Verfahren der Tieftemperaturtechnik hergestellten Gasen ist neuerdings als drittes der **Wasserstoff** hinzugekommen. Zur Abscheidung von Wasserstoff aus wasserstoffhaltigen Gasgemischen ist von der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen auf Anregung von Prof. Frank und Dr. Caro und unter Mitwirkung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. ein Verfahren ausgearbeitet worden, das auf der Kondensation aller neben Wasserstoff vorhandenen Gase durch geeignete Abkühlung beruht. Ueber das neue Verfahren möchte ich hier einige ausführlichere Mitteilungen machen, nachdem über die Verfahren zur Gewinnung von Stickstoff und Sauerstoff bereits früher verschiedentlich in dieser Zeitschrift gesprochen worden ist[1]). Vorher aber sei es mir gestattet, noch ein wenig bei den wissenschaftlichen Untersuchungen zu verweilen, die sich mit den tiefsten Temperaturen beschäftigen und deren Ergebnisse, wie ich glaube, auch in weiteren Kreisen Beachtung verdienen.

Es sind zunächst zwei Fragen, die hier zu beantworten sind: erstens, wie werden diese tiefen Temperaturen erzeugt? und zweitens, wie werden sie gemessen? Beide Fragen finden ihre Antwort in dem Verhalten der Gase gegen Aenderungen von Temperatur und Druck.

Die praktische Grundlage für die **Messung der Temperatur** bildet das Gasthermometer. Man mißt entweder die Volumänderung einer unter gleichbleibendem Druck abgeschlossenen Gasmenge oder die Aenderung, die der Druck erfährt, wenn das Volumen unverändert gehalten wird. Bei idealen Gasen ist das Produkt aus Druck p und Volumen v proportional der absoluten Temperatur T:

$$p v = R T$$ [2]).

Die **wirklichen** Gase weichen von diesem Gesetz nicht unerheblich ab. In Fig. 1 ist die Aenderung des Produktes $p v$ mit dem Druck für verschiedene Temperaturen wiedergegeben. Man erhält statt der Parallelen zur X-Achse, wie sie das Boylesche Gesetz verlangt, ziemlich stark gekrümmte Kurven. Allgemein nehmen die Abweichungen mit zunehmender Dichte, also mit wachsendem Druck und sinkender Temperatur, zu.

Will man das thermische Verhalten der Gase zur Messung tiefer Temperaturen benutzen, so muß man entweder die genauen Beziehungen zwischen Temperatur, Druck und Volumen, die »Zustandsgleichung« des Gases, kennen oder ein solches Gas und so niedrige Drücke wählen, daß die Gesetze der idealen Gase als praktisch erfüllt angesehen werden können. Für Temperaturen bis zur Verflüssigung der Luft genügt ein Wasserstoffthermometer den zu stellenden Anforderungen; für tiefere Temperaturen, wo sich auch der Wasserstoff von dem Verhalten der idealen Gase zu weit entfernt, wählt man **Helium** als thermometrische Substanz. So benutzte z. B. Kamerlingh Onnes bei den Untersuchungen mit flüssigem Helium ein Heliumthermometer mit einem Anfangsdruck von

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Mechanik sowie Kondensations- und Kühlanlagen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 40 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) genauer bei — 273,09°.

[1]) Z. 1906 S. 658, 1908 S. 1899, 1910 S. 1178 usw.

[2]) R ist die »Gaskonstante«.

nur 145 mm Quecksilbersäule bei 0°, dessen Druck beim Heliumsiedepunkt bis auf 2 mm herunterging; es gehören natürlich besonders verfeinerte Meßverfahren dazu, um bei diesen niedrigen Drücken noch genaue Bestimmungen auszuführen[1]).

Die Abweichungen von den Gesetzen der idealen Gase, die bei der Thermometrie tiefer Temperaturen lästig sind, bilden nun auf der andern Seite die Grundlage für die Erreichung dieser tiefen Temperaturen. Eine Abkühlung eines Systemes wird, allgemein gesprochen, dadurch erzeugt, daß man das System Arbeit leisten läßt. Die bei der Ausdehnung eines Gases gegen einen darauf lastenden Druck geleistete äußere Arbeit nimmt nahe proportional der absoluten Temperatur ab. Sie wird bereits oberhalb 100° abs. zu klein, um die unvermeidlichen Kälteverluste zu decken, und kommt daher für die tiefsten Temperaturen nicht in Frage. Man muß deshalb nach dem Vorgang Lindes seine Zuflucht zu der sogenannten inneren Arbeit nehmen, die bei der Expansion eines Gases gegen die zwischen den Molekülen wirkenden Anziehungskräfte geleistet wird.

Fig. 1.

Aenderung des Produktes pv mit Druck und Temperatur.

Die Temperaturänderung $T_1 - T_2$, die ein Molekül eines Gases erfährt, wenn es vom Volumen v_1 auf das Volumen v_2 unter gleichzeitiger Erniedrigung des Druckes von p_1 auf p_2 ohne Leistung äußerer Arbeit ausgedehnt wird (Joule-Thomson-Effekt), läßt sich durch die Formel[2]) wiedergeben:

$$(T_1 - T_2) C_v = r_1 - r_2 + (p_2 v_2 - p_1 v_1),$$

worin C_v die Molekularwärme des Gases bei unverändertem Volumen und $r_1 - r_2$ die Aenderung der potentiellen Energie der Moleküle mit dem Volumen bedeutet, die stets einen positiven Wert hat, wenn r_1 sich auf den größeren, r_2 auf den kleineren Druck bezieht, und welche mit einer höheren Potenz der Dichte anwächst.

Das Vorzeichen der Temperaturänderung hängt davon ab, wie sich das Produkt pv mit dem Druck ändert. Ist $p_1 v_1$ kleiner als $p_2 v_2$ (wie z. B. bei Luft), so wird man stets eine Abkühlung erhalten, ist aber $p_1 v_1$ größer als $p_2 v_2$, so wird eine Erwärmung des Gases bei der Expansion eintreten, wenn nicht die Abnahme der potentiellen Energie die Zunahme der Gesamtenergie überwiegt.

Wasserstoff, bei dem infolge der geringen Molekularattraktion und des großen Eigenvolumens der Moleküle das Produkt pv, wie Fig. 1 zeigt, mit wachsendem Druck stark zunimmt, bei dem aus dem gleichen Grunde $r_1 - r_2$ bei Zimmertemperatur aber klein ist, zeigt im Gegensatz zu den meisten übrigen Gasen eine Erwärmung bei der Expansion von höherem auf niedrigeren Druck, und es erscheint daher nicht möglich, Wasserstoff nach Lindes Verfahren abzukühlen. Mit sinkender Temperatur nimmt jedoch der Einfluß der Molekularattraktion in dem Maße zu, wie die Moleküle sich einander nähern, und es sinkt dann auch das Produkt pv mit wachsendem Druck (vergl. z. B. die Isotherme bei $-212°$ in Fig. 1). Wenn man also Wasserstoff bis auf die Temperatur der siedenden Luft vorkühlt, so läßt sich durch Expansion eine weitere Abkühlung erreichen, und man kann so bis zu seiner Verflüssigung gelangen.

Helium zeigt bei höheren Temperaturen das gleiche Verhalten wie Wasserstoff. Aber noch bei $-217°$ steigt das Produkt pv stark mit wachsendem Druck an. Es erschien daher zweifelhaft, ob es überhaupt möglich sein würde, Helium zu verflüssigen; denn es ist ja klar, daß die Verflüssigung nach Lindes Prinzip unmöglich ist, wenn das Temperaturgebiet, in welchem der Joule-Thomson-Effekt sein Vorzeichen umkehrt, in welchem also durch Expansion eine merkliche Abkühlung erzielt wird, unterhalb der tiefsten Temperatur liegt, die mit flüssigem Wasserstoff erreichbar ist. Diese Befürchtung hat sich als unbegründet erwiesen, und es gelang Kamerlingh-Onnes, bei Expansion des auf rd. 13° abs. abgekühlten Heliums von 25 auf 1 at die Weiterabkühlung bis zur Verflüssigung zu erzielen.

Die Erreichung möglichst tiefer Temperaturen war nicht der einzige Zweck der erwähnten Versuche; gleichzeitig sollten auch die wichtigsten physikalischen Eigenschaften der Stoffe in dem neuen Gebiet studiert werden. Diese Untersuchungen, die sich auf die thermischen Werte, die Dampfspannungen, den elektrischen Widerstand und die Wärmeausdehnung von Metallen, auf die magnetischen Eigenschaften, die Wärmeleitfähigkeit und manches andre erstrecken, beanspruchen ein besonderes Interesse deshalb, weil das Verhalten der Stoffe bei den Temperaturen völlig verschieden ist von dem bei gewöhnlicher Temperatur.

So sinkt der elektrische Widerstand der reinen Metalle bei sehr tiefen Temperaturen auf den Wert 0, d. h. die Metalle werden ideale Leiter des elektrischen Stromes, und an Stelle dicker Kabel genügen haardünne Drähte zum Transport starker Ströme. Die Wärmeausdehnung und die Kompressibilität verschwinden, unterhalb einer gewissen Temperatur ist also das Volumen eines Körpers weder durch Druck-, noch durch Temperaturveränderung zu beeinflussen. Die Wärmeleitfähigkeit von Kristallen nimmt mit abnehmender Temperatur stark zu, so daß beim Siedepunkt des Wasserstoffes Kristalle wie Quarz oder Steinsalz ebenso gut die Wärme leiten wie Messing oder Nickel bei Zimmertemperatur.

Eine eigenartige Erscheinung bringt das geringe spezifische Gewicht des flüssigen Wasserstoffes mit sich, das nur $^1/_{14}$ von dem des Wassers beträgt; unter höheren Drücken (50 at) hat nämlich gasförmiges Helium beim Siedepunkt des Wasserstoffes eine höhere Dichte als dieser, und es schwimmt daher der flüssige Wasserstoff auf dem gasförmigen Helium.

Von all den Untersuchungen möchte ich hier nur auf die über die spezifische Wärme der festen Stoffe kurz eingehen, weniger weil mir diese durch eigene Arbeiten am nächsten liegen, sondern weil sie den Anstoß gegeben haben zur Entwicklung von Anschauungen, die den Schlüssel zum Verständnis des Verhaltens der Stoffe bei den tiefen Temperaturen bilden.

Die Kenntnis der auf dem Gebiete der spezifischen Wärme herrschenden Gesetzmäßigkeiten, die man bis vor einigen Jahren besaß, beschränkte sich im wesentlichen auf das Gesetz von Dulong und Petit bezw. von Kopp-Neumann, wonach die auf das Atomgewicht (bei Verbindungen auf das mittlere Atomgewicht) bezogene spezifische Wärme, die »Atomwärme«, für alle Stoffe nahe gleich 6 ist und sich nur wenig mit der Temperatur ändert. Einzelne Stoffe, wie Diamant, Graphit, Silizium und Bor, bildeten Ausnahmen von dieser Regel; ihre Atomwärme ist bei Zimmertemperatur

[1]) Die allertiefste Temperatur wurde aus dem Dampfdruck des flüssigen Heliums durch Extrapolation ermittelt.

[2]) Es ist nämlich, wenn keine Wärme zugeführt wird, die bei der Expansion geleistete Arbeit $\Delta(pv)$ gleich der Aenderung des Energieinhaltes des Gases ΔU, und diese ist, da $U = f(T, v)$ ist, $\Delta U = \frac{\partial U}{\partial T}\Delta T + \frac{\partial U}{\partial v}\Delta v$, worin $\frac{\partial U}{\partial T} = C_v$ ist und $\frac{\partial U}{\partial v}\Delta v = r_1 - r_2$ gesetzt wird. Letztere Größe steht zu der Differenz $p_1 v_1 - p_2 v_2$ in naher Beziehung; die obige Form der Gleichung wurde gewählt, um die Beziehung zwischen Joule-Thomson-Effekt und der in Fig. 1 wiedergegebenen Aenderung von pv mit p zu veranschaulichen; es ist dabei zu beachten, daß bereits eine Abkühlung bei der Expansion eintritt, wenn die pv-Kurve noch schwach nach oben geneigt ist.

wesentlich kleiner und wächst stark mit steigender Temperatur an; eine Erklärung dieses Verhaltens fehlte.

Neuere Messungen, die sich bis zu der Temperatur des siedenden Wasserstoffes herab erstrecken, zeigen nun einen Verlauf der spezifischen Wärmen, wie er durch die Kurven in Fig. 2 wiedergegeben wird. Bei tiefen Temperaturen erleidet bei allen untersuchten Stoffen die spezifische Wärme einen jähen Abfall und sinkt mit abnehmender Temperatur rasch auf den Wert 0. Das Gebiet des Abfalles ist von Stoff zu Stoff verschieden; aber der allgemeine Verlauf ist bei allen gleich, so daß sich die Kurven durch Veränderung des Maßstabes zur Deckung bringen lassen.

Die Messungen lassen sich befriedigend wiedergeben durch eine von Einstein aufgestellte und von Nernst und Lindemann erweiterte Formel:

$$\text{Atomwärme} = \frac{3R}{2}\left[\frac{e^{\frac{\beta\nu}{T}}\left(\frac{\beta\nu}{T}\right)^2}{\left(e^{\frac{\beta\nu}{T}}-1\right)^2} + \frac{e^{\frac{\beta\nu}{2T}}\left(\frac{\beta\nu}{2T}\right)^2}{\left(e^{\frac{\beta\nu}{2T}}-1\right)^2}\right]\text{[1]},$$

die sehr verwickelt zu sein scheint, im Grunde aber recht einfach ist; sie enthält nämlich nur eine einzige individuelle Konstante ν, die folgende Bedeutung hat: Es ist ν die Schwingungszahl, mit der die Atome um ihre Gleichgewichtslage pendeln; ihr Wert läßt sich auf verschiedenen Wegen ermitteln, man kann ihn aus den elastischen Konstanten oder aus Schmelzpunkt, Dichte und Atomgewicht oder aus optischen Messungen berechnen.

Besonders beachtenswert erschien das Verhalten von Stoffen mit einem großen Wert von ν, wie Diamant und Graphit, deren Atomwärme nach der Theorie sehr früh abfallen soll. In der Tat ergaben die Messungen für Diamant bereits bei 40° abs. die Atomwärme zu 0,00.

Fig. 2.

Verlauf der Atomwärme bei verschiedenen Stoffen.

Welche Bedeutung kommt diesem Ergebnis zu? Die spezifische Wärme eines Stoffes stellt den Zuwachs seines Energieinhaltes für 1 Grad Temperatursteigerung dar, genauer gesprochen, ist $c = \frac{dU}{dT}$, wenn dU die verschwindend kleine Energiemenge bedeutet, die erforderlich ist, um die Temperatur eines g-Atomes des Stoffes um dT zu steigern. Wenn die spezifische Wärme den Wert 0 hat, so besagt dies,

Fig. 3.

Verlauf des Energieinhaltes verschiedener Stoffe.

daß sich die Energie des Stoffes mit der Temperatur nicht ändert; wenn also die spezifische Wärme des Diamanten zwischen 0 und 45° abs. gleich 0 ist, so ist somit der Energieinhalt bei 45° abs. der gleiche wie beim absoluten Nullpunkt.

Die Kurven, welche den Verlauf des Energieinhaltes verschiedener Stoffe mit der Temperatur darstellen, sind in Fig. 3 wiedergegeben[1]). Man sieht, daß der Energieinhalt der Stoffe vom absoluten Nullpunkt aufwärts eine Strecke unverändert bleibt und erst ganz allmählich anwächst.

Fast die gleichen Kurven wie für den Energieinhalt erhält man auch für andre Eigenschaften, insbesondere für die Abhängigkeit des elektrischen Widerstandes und der Wärmeausdehnung von der Temperatur. Auch der Verlauf dieser Eigenschaften mit der Temperatur ist durch die Eigenfrequenz ν gekennzeichnet. Das Gemeinsame bei allen Kurven ist, daß der Temperaturkoeffizient der Eigenschaften bei tiefen Temperaturen gegen 0 konvergiert und den Wert 0 praktisch bereits bei endlichen Temperaturen erreicht.

Zur Bestimmung der Temperatur eines Körpers kann man irgend eine seiner physikalischen Eigenschaften heranziehen, z. B. sein Volumen (wie beim Quecksilberthermometer), die Aenderung des elektrischen Widerstandes mit der Temperatur (wie sie bei den Widerstandsthermometern praktisch verwendet wird) usw. Wenn nun in einem bestimmten Temperaturgebiet sämtliche Eigenschaften des Körpers von der Temperatur unabhängig werden, so hört jede Messung der Temperatur auf, und es verliert der Temperaturbegriff für den Körper seine Bedeutung. Man kann das Ergebnis der Messung auch so ausdrücken, daß die Stoffe denjenigen Zustand, welcher den absoluten Nullpunkt charakterisiert, bereits bei endlichen Temperaturen erreichen.

Ich komme damit nochmals auf die eingangs berührte Frage nach der Möglichkeit zurück, den absoluten Nullpunkt zu erreichen. Wenn die spezifischen Wärmen bei tiefen Temperaturen gleich 0 werden, so scheint es in der Tat sehr leicht, einen Körper auf den absoluten Nullpunkt abzukühlen, denn

[1]) R = Gaskonstante = 1,985, e = Basis der nat. Logarithmen, β eine universelle Konstante $= 4,865 \cdot 10^{-11}$; für kleine Werte von $\frac{\beta\nu}{T}$, d. i. höhere Temperaturen, konvergiert die Atomwärme aller Stoffe gegen den Wert $3R = 5,965$, die Konstante des Gesetzes von Dulong und Petit. Die Gleichung gilt für die spezifische Wärme bei konstantem Volumen.

Die Handhabung der Gleichung wird sehr einfach, wenn man geeignete Zahlentafeln besitzt: vergl. die weiter erwähnte Monographie des Verfassers.

[1]) aus dem Verlauf der spezifischen Wärmen berechnet.

es bedarf dazu nur der Entziehung einer verschwindend kleinen Wärmemenge. Das ist aber nun, wie Nernst[1]) ganz kürzlich gezeigt hat, unmöglich. Nernst gelangt zu folgendem allgemeinen Satz, der eine Erweiterung eines von ihm vor 6 Jahren aufgestellten durch die Erfahrung vielfach bestätigten Theorems bildet: »Es ist nicht möglich, durch in endlichen Dimensionen verlaufende Prozesse einen Körper bis zum absoluten Nullpunkt abzukühlen.« Es ist also hiernach nicht möglich, einem Körper bei einer Temperatur, bei der seine spezifische Wärme null ist, durch irgend einen Prozeß auch nur eine verschwindend kleine endliche Wärmemenge zu entziehen. Hieraus ergibt sich dann eine Reihe der beobachteten Erscheinungen als notwendige Folgerung. Die Erreichung des absoluten Nullpunktes ist nach diesem Satz nicht nur, wie bisher angenommen, praktisch, sondern auch theoretisch unmöglich.

Auf die Erklärung des Verhaltens der Stoffe bei tiefen Temperaturen im Sinne der kinetischen Theorie, die eigenartige Theorie der Energiequanten von Planck und Einstein, welche die Grundlage für die vorhin erwähnte Formel bildet, ferner auf die wichtigen Folgerungen, die sich für die Berechnung der Affinität chemischer Reaktionen[2]) ergeben, kann ich nicht weiter eingehen. Ich wollte nur die Aufmerksamkeit auf das neue Gebiet hinlenken, das eine Fülle wichtiger Erkenntnisse hervorgebracht und besonders auch eine wesentliche Erweiterung der Thermodynamik herbeigeführt hat[3]).

Hiermit möchte ich das Gebiet wissenschaftlicher Forschung verlassen und mich der neuesten technischen Anwendung der tiefen Temperaturen, dem Verfahren zur Darstellung von Wasserstoff nach Linde-Frank-Caro, zuwenden. Die Temperaturen, die hierbei zur Anwendung gelangen, sind zwar nicht tiefer als etwa 70° abs., immerhin dürften es die tiefsten Temperaturen sein, die bisher eine industrielle Verwertung gefunden haben.

Wie die Mehrzahl der chemischen Verfahren zur Darstellung von Wasserstoff nimmt auch das Verfahren von Linde-Frank-Caro Wassergas als Ausgangsstoff. Wassergas, das durch Einwirkung von Wasserdampf auf glühende Kohle im Generator gewonnen wird, besteht im wesentlichen aus gleichen Teilen Kohlenoxyd und Wasserstoff. Da der Siedepunkt des Wasserstoffes bei 20,4°, der des Kohlenoxyds bei 82° abs. liegt, so muß sich, wenn nicht besonders ungünstige Löslichkeitsverhältnisse vorliegen, eine Zerlegung in die reinen Bestandteile durch fraktionierte Kondensation ermöglichen lassen. Kühlt man ein unter atmosphärischem Druck stehendes Gemisch von 50 vH Wasserstoff und 50 vH CO auf die Siedetemperatur flüssiger Luft ab, so findet noch keine Trennung statt. Erst unterhalb — 197° C, entsprechend dem Partialdruck des Kohlenoxyds = $^1/_2$ at, beginnt ein Teil des Kohlenoxyds in flüssiger Form sich auszuscheiden, und bei — 205° beträgt der Dampfdruck von flüssigem CO noch $^1/_7$ at. Das abziehende Gas würde dann noch 14 vH Kohlenoxyd enthalten. Um eine weitergehende Trennung zu erzielen, muß man entweder mit der Temperatur noch weiter heruntergehen oder das Gasgemisch einem höheren Druck aussetzen. Komprimiert man das Wassergas auf beispielsweise 50 at, so wird, da der äußere Druck praktisch ohne Einfluß auf die Dampfspannung sein soll, der Partialdruck des Kohlenoxyds bei — 197° 0,5 at betragen. Da der Wasserstoff dann unter 49,5 at Druck steht, so wird hierbei der Kohlenoxydgehalt im Wasserstoff auf $\frac{0,5}{50}$ = 1 vH herabgedrückt werden. Erst bei — 205° und 50 at Druck wird man den Wasserstoff bis auf 0,3 vH vom Kohlenoxyd befreien können.

Damit sind die theoretischen Bedingungen für die Gewinnung reinen Wasserstoffes aus Wassergas gegeben. In Wirklichkeit liegen die Verhältnisse nicht so einfach; es kommt hinzu, daß das Wassergas Stickstoff, Methan und Kohlensäure bis zu einigen Prozenten enthält, sowie noch einige andre Umstände, welche die Reindarstellung des Wasserstoffes erschweren. Immerhin ist es gelungen, durch gleichzeitige Anwendung von Druck und tiefer Temperatur ein Erzeugnis mit einer Reinheit von 97,5 bis 98,5 vH H_2 zu gewinnen, das den meisten Anforderungen genügt. Werden noch höhere Ansprüche an die Reinheit des Gases gestellt, so wird eine Nachreinigung auf chemischem Wege vorgenommen. Man läßt den Wasserstoff unter Druck auf erhitzten Natronkalk einwirken, welcher das Kohlenoxyd unter Bildung von Natriumformiat aufnimmt. Der so gewonnene Wasserstoff enthält dann im wesentlichen nur noch 1 vH N_2.

Fig. 4.
Schema einer Vorrichtung zum Trennen von Kohlenoxyd und Wasserstoff.

Wassergas durch bloße Expansion ohne Leistung äußerer Arbeit nach dem Lindeschen Verfahren abzukühlen, wie es bei Luft möglich ist, ist nicht durchführbar, weil infolge des hohen Wasserstoffgehaltes das Gas bei Zimmertemperatur einen sehr geringen Joule-Thomson-Effekt zeigt, d. h. sich nur äußerst wenig abkühlt, wenn der Druck erniedrigt wird. Man muß daher, wie bei der Verflüssigung des Wasserstoffes, flüssige Luft als Kühlmittel einführen. Die Abkühlung um weitere 10 oder 20° kann dann auf verschiedenem Wege erzielt werden, entweder durch Expansion des komprimierten Gases oder durch Kühlung mit Luft, die unter sehr niedrigem Druck siedet.

Fig. 4 stellt den Vorgang schematisch dar. Das komprimierte Wassergas tritt bei *a* ein und wird im Gegenstrome durch die abziehenden kalten Gase auf die erforderliche Temperatur abgekühlt. Das Kohlenoxyd, das sich dabei in flüssiger Form ausscheidet, sammelt sich in dem Gefäß *b*, wird durch das Ventil *d* entspannt und verläßt bei *e* den Apparat mit Zimmertemperatur. Der Wasserstoff kann bei *f* entspannt werden und tritt durch *c* bei *g* aus der Anlage aus. Die zur Abkühlung der Anlage auf die tiefe Temperatur sowie zur Deckung der Kälteverluste gebrauchte flüssige Luft ist durch das Gefäß *h i* schematisch angedeutet.

Fig. 5 stellt einen Wasserstoffapparat für 100 cbm Stundenleistung dar. Die Gegenstromschlangen und Flüssigkeitsgefäße befinden sich mit Wolle oder Seide gegen Kälteverluste isoliert im Innern eines Holzmantels. Man sieht von außen die Regulierventile, die Manometer sowie die die Höhe der Flüssigkeit in dem Kohlenoxyd- und dem Luftgefäß angebenden »Hampsometer« (Differential-Wassermanometer).

Fig. 6 zeigt eine gesamte Anlage zur Herstellung von Wasserstoff. Das Wassergas wird im Generator *A* erzeugt und gelangt nach oberflächlicher Reinigung im Skrubber *B* und Trockenreiniger *C* in den Gasbehälter *D*. Da die Kohlensäure, die zu etwa 3 vH im Wassergas enthalten ist,

[1]) Sitzungsberichte der Preußischen Akademie 1912 S. 134.

[2]) Vergl. F. Pollitzer, Die Berechnung chemischer Affinitäten nach dem Nernstschen Wärmetheorem, Stuttgart 1912.

[3]) Literatur: Kamerlingh-Onnes, Communications from the Physical Laboratory Leiden, besonders Nr. 96, 99, 105, 108, 119, 122. Spezifische Wärme: Nernst, Annalen der Physik [4] 36 S. 345 (1911), Nernst und Lindemann, Z. f. Elektroch. 17 S. 817 (1911), F. Pollitzer, Z. f. Elektroch. 17 S. 5 (1911) und 18 (1912); Wärmeausdehnung: Ch. L. Lindemann, Phys. Zeitschr. 12 S. 1197 (1911); Wärmeleitfähigkeit: A. Eucken, Annalen der Physik [4] 34 S. 185 (1911) und Physikalische Zeitschrift 12 S. 1005 (1911); Elektrischer Widerstand: Nernst, Lindemann, Sitzungsberichte der Preußischen Akademie 1911 S. 306. — Allgemeines zur Quantentheorie: Planck, Berichte der Deutschen chemischen Gesellschaft 1912 Bd. 45 S. 5; Nernst, Ueber neuere Probleme der Wärmetheorie, Sitzungsberichte der Preußischen Akademie 1911 IV, Zeitschrift für Elektrochemie 17 S. 265 (1911); ferner die zusammenfassenden Referate von A. Eucken, Fortschritte der Chemie, Physik usw. IV S. 105 (1911) und Jahrbuch für Radioaktivität 8 S. 421 (1912).

sich bei der Abkühlung in fester Form ausscheiden und Rohrleitungen und Ventile verstopfen würde, muß sie vorher entfernt werden. Deshalb gelangt das Wassergas nach der Kompression im Kompressor *E* in Absorptionstürme *F*, in denen frisches Wasser dem Gas entgegenströmt und den größten Teil der Kohlensäure aufnimmt; diese Reinigung wird nach der ersten oder zweiten Kompressionsstufe ausgeführt. Der noch im Wassergase verbleibende Rest von Kohlensäure wird nach der letzten Kompressionsstufe durch Natronlauge in den Gefäßen *G* absorbiert. Das Wassergas gelangt nun in die Trennungsapparate H_1 und H_2. Es sind 2 Apparate angeordnet, die abwechselnd je eine Woche benutzt werden, um einen ununterbrochenen Betrieb zu ermöglichen. Der aus dem Apparat austretende reine Wasserstoff gelangt zu seiner Verwendungsstelle; in Fig. 6 ist ein Abfüllkompressor *J* gezeichnet, der die Füllung in Stahlflaschen *K* ausführt.

Links oben in der Figur ist noch der fünfstufige Luftkompressor *L* mit dem Vorkühler *M* gezeichnet, in dem die Luft mittels des Ammoniakkompressors *N* und des Kondensators *O* mit flüssigem Ammoniak gekühlt wird.

Als **Nebenerzeugnis** liefert das Wasserstoffverfahren von Linde-Frank-Caro eine dem Wasserstoff nahe gleiche Menge von **Kohlenoxyd** von 85 bis 95 vH CO, das im wesentlichen nur durch Wasserstoff und Stickstoff verunreinigt ist und das erforderlichenfalls mittels einer Rektifikationskolonne bis auf 99 vH Reinheit gebracht werden kann. Reines Kohlenoxyd stellt einen chemisch recht wertvollen Stoff dar. Es fehlt auch nicht an Verwendungszwecken für dieses Gas, von denen in erster Linie die Synthese der ameisensauren Salze aus Kohlenoxyd und Natriumhydroxyd zu nennen ist. Bei den bisher ausgeführten Wasserstoffanlagen ist indes eine solche chemische Anwendung des Kohlenoxyds noch nicht erfolgt. Es wird hier das Kohlenoxyd als **Brenngas** für die Motoren verwendet. Kohlenoxyd ist ja ein hochwertiger Brennstoff, und eine einfache Rechnung zeigt, daß die bei der Verbrennung gewonnene Energie mehr als ausreichend ist, um den gesamten Kraftbedarf der Anlage zu decken.

Man berechnet z. B. für eine Anlage zur Erzeugung von 200 cbm Wasserstoff stündlich bei einer Kompression des Wassergases auf 60 at einen Energiebedarf von insgesamt 260 PS einschließlich der Verluste in Riemen und Vorgelegen, während das gleichzeitig gewonnene Kohlenoxyd im Verbrennungsmotor eine Arbeit von 280 PS zu leisten imstande ist, so daß theoretisch noch ein Energieüberschuß von 20 PS erzielt wird.

Man kann somit nach dem Verfahren von Linde-Frank-Caro mehr als 90 vH des in dem Wassergas enthaltenen

Fig. 5 Wasserstoffapparat.

Fig. 6.
Schema einer Wasserstoff-Gewinnungsanlage für 50 cbm/st.

Wasserstoffes von 98 vH Reinheit, auf 60 at komprimiert, ohne irgendwelchen Arbeitsaufwand erhalten. Die Kosten des Betriebes beschränken sich daher auf die des Wassergases, der Schmiermittel, des Kühlwassers usw., und zwar kann man bei einer Anlage für 200 cbm/st unter Voraussetzung normaler Kokspreise 8 bis 9 Pfg als Gestehungskosten für 1 cbm H_2, bei Anwendung der Nachreinigung 10 bis 13 Pfg ohne Tilgung und Verzinsung angeben[1]).

Es ist nicht uninteressant, die Energiebilanz des Verfahrens mit der andrer zu vergleichen, die ebenfalls vom Wassergas ausgehen. Bei wohl all diesen Verfahren wird das Kohlenoxyd zu Kohlensäure oxydiert, diese Oxydation jedoch nicht zur Arbeitsleistung ausgenutzt. Zur Kompression des erzeugten Wasserstoffes ist daher hier eine besondere Arbeitsleistung erforderlich, und weitere Energiemengen werden gebraucht, um die Gase auf die zur Durchführung der Reaktion erforderliche Temperatur zu erhitzen. Ein voller Ersatz dieser Arbeitsleistung ist nun bei den andern Verfahren darin zu suchen, daß die Oxydation des Kohlenoxydes mit Wasser erfolgt und chemisch verwertet wird nach der Gleichung

$$CO + H_2O = CO_2 + H_2\ ^{2)},$$

wobei eine dem Kohlenoxyd gleiche Menge Wasserstoff erzeugt wird. Man erhält also aus der gleichen Menge Wassergas theoretisch die doppelte Menge Wasserstoff wie nach dem Lindeschen Verfahren, braucht jedoch weitere Mengen Wasser- oder Generatorgas zur Durchführung dieses Verfahrens und zur Kompression des Gases[3]).

Zurzeit sind 7 Anlagen zur Erzeugung von Wasserstoff nach diesem Verfahren mit einer Leistung von 2 Mill. cbm jährlich in Betrieb. 5 weitere Anlagen für eine Leistung von $5^1/_2$ Mill. cbm sind im Bau[4]). Die Erfolge, die das junge Verfahren aufzuweisen hat, sind wohl in erster Linie dem Umstande zu danken, daß der erzeugte Wasserstoff nur mit rd. je 1 vH Stickstoff und CO verunreinigt, dagegen völlig frei ist von all den schwefel- und phosphorhaltigen Verunreinigungen des Wassergases, deren vollständige Entfernung bei den andern Verfahren praktisch sehr schwierig ist. All diese Verunreinigungen frieren bei den tieferen Temperaturen aus und bleiben in dem Trennungsapparat zurück, aus dem sie in den Betriebspausen durch Ausblasen entfernt werden. Dieser Umstand ist wichtig für jene Verwendungszwecke, bei welchen der Wasserstoff zur Durchführung chemischer Reaktionen mit Kontaktsubstanzen wie fein verteiltes Nickel oder andern Katalysatoren in Berührung kommt, die erfahrungsgemäß bereits durch geringe Verunreinigung in ihrer Wirksamkeit gehemmt, »vergiftet« werden. Ferner ist es oft erwünscht, den Wasserstoff unmittelbar unter Druck geliefert zu erhalten, wie es sich bei dem Lindeschen Verfahren von selbst ergibt. Es liegt in der Natur des Verfahrens, daß eine Anwendung besonders dort angezeigt ist, wo bereits Anlagen, die Luft verflüssigen, vorhanden sind oder gebraucht werden, wo also gleichzeitig Sauerstoff oder Stickstoff erzeugt werden soll, wie es bei der Verwendung des Wasserstoffes für Schweißzwecke und ferner für die Synthese des Ammoniaks aus Wasserstoff und Stickstoff der Fall ist. Man kann hier ohne Schwierigkeit in einem einzigen Satz von Apparaten gleichzeitig aus Wassergas und Luft, d. h. ausgehend von Kohle, Wasser und Luft, sowohl Wasserstoff, Kohlenoxyd wie Stickstoff und Sauerstoff in reinem Zustande nebeneinander erzeugen.

Die Industrie des Wasserstoffes bildet ein lehrreiches Beispiel dafür, wie durch gegenseitige Steigerung von Nachfrage und Angebot eine rasche Entwicklung eines neuen Industriezweiges zustande kommt. Die Wasserstofffrage ist zeitgemäß geworden durch die Erfolge der Luftschiffahrt. Bei dem regen Interesse, das man dieser von allen Seiten entgegenbrachte, und der Volkstümlichkeit, die sie sich rasch erwarb, konnte es nicht fehlen, daß sich weitere Kreise für die Versorgung der Luftschiffe mit Wasserstoff interessierten. Man zählt heute mehr als 20 verschiedene Verfahren zur Gewinnung von Wasserstoff, deren Leistung weit über das Bedürfnis der Luftschiffahrt hinausgeht[1]).

Es tauchten daher bald Pläne für weitere Verwendung des Wasserstoffes auf. Heute wird Wasserstoff, außer zum Schweißen und Schneiden von Metallen, zum Löten von Blei und Aluminium, zum Schmelzen von Quarzglas usw. und zur Ausführung gewisser chemischer Reaktionen verwendet. Ungesättigte Fettkörper gehen bei geeigneten Bedingungen — bei Gegenwart von Katalysatoren — unter Anlagerung von Wasserstoff in gesättigte über, die meist einen erheblich höheren Handelswert haben. Man stellt so wertvolle Seifen aus billigen Oelen dar, und neuerdings wird eine ähnliche Reaktion zur Gewinnung von Kunstbutter in großem Maßstabe angewendet. Auch die Industrie der Metallfadenlampen verwendet zur Reduktion der Wolframoxyde und als Schutzgas gegen eine Oxydation des Metalles beim Formieren der Fäden recht erhebliche Mengen Wasserstoff, und eines der aussichtsreichsten Verwendungsgebiete des Wasserstoffes bildet die bereits erwähnte Synthese des Ammoniaks, deren Wasserstoffbedarf voraussichtlich mindestens so groß sein wird wie die gesamte bisherige Erzeugung.

Die Industrie der tiefen Temperaturen ist noch sehr jung. Ihre bisherigen Erfolge lassen eine weitere fruchtbringende Entwicklung voraussehen. Ich kann erwähnen, daß neuerdings die Gewinnung von reinem Aethan aus äthanhaltigen Gasgemischen auf kältetechnischem Wege durchgeführt wird. Es erscheint nicht unwahrscheinlich, daß auch die tiefsten Temperaturen, die überhaupt erreichbar sind, eine technische Verwertung finden werden.

Die Schwierigkeiten bei der Verflüssigung von Wasserstoff, ja vielleicht auch von Helium in großem Maßstabe werden sich ohne Zweifel überwinden lassen, sobald ein Bedürfnis dafür vorhanden sein wird. Wenn Helium auch ein »Edelgas« ist, so stehen doch gegebenenfalls nicht unerhebliche Mengen davon zur Verfügung. Beim Aufschließen des Monazitsandes werden täglich in den Thoriumfabriken mehrere Kubikmeter dieses Gases ungenutzt in die Luft entlassen, die leicht gewonnen werden können, wenn irgend ein Verwendungszweck für Helium gefunden wird. Für die Reindarstellung kämen wohl in erster Linie wieder die Verfahren der Tieftemperaturtechnik in Betracht. Als Anwendung flüssigen Wasserstoffes ist noch die gelegentlich vorgeschlagene Mitnahme als Reserve bei Luftfahrten zu erwähnen, die vorläufig noch an der zu großen Flüchtigkeit des flüssigen Wasserstoffes scheitert. Man könnte ferner an die Anwendung der tiefen Temperaturen zur Erzielung hoher Vakua denken, die in den physikalischen Laboratorien eine wichtige Rolle spielen. Alles dies mag utopistisch klingen; aber jede fortschreitende Entwicklung besteht in der Verwirklichung von Utopien.

Zusammenfassung.

Nach einer kurzen Besprechung der Verfahren zur Erreichung und zur Messung tiefer Temperaturen werden die Ergebnisse einiger wissenschaftlicher Arbeiten auf dem Gebiete der tiefen Temperaturen angeführt und auf die all-

[1]) Bei kleineren Anlagen vergrößern sich die Gestehungskosten, da die Löhne gleich bleiben, wesentlich. Die gesamten Herstellungskosten einschließlich Tilgung, Verzinsung und Generalunkosten können dann, besonders wenn nicht ununterbrochen gearbeitet wird, das Doppelte und Dreifache obiger Preise übersteigen.

[2]) Dies geschieht z. B. bei dem Verfahren der Internationalen Wasserstoff-A.-G., dem von Lane u. a. unter Zuhülfenahme von Eisen oder Eisenoxyd als Sauerstoffübertrager: a) $FeO + CO = Fe + CO_2$, b) $Fe + H_2O = FeO + H_2$. Bei dem Verfahren der chemischen Fabrik Griesheim-Elektron ist auch Kalziumoxyd an der Reaktion beteiligt: $CO + CaO + H_2O = CaCO_3 + H_2$ usw.

[3]) In der Praxis liegen die Verhältnisse so, daß der Verbrauch von Kohle und Koks zusammen für 1 cbm Wasserstoff bei dem Lindeschen Verfahren 1,8 kg nicht übersteigt, während z. B. nach dem der »Iwag« etwa 2,5 kg bei annähernd gleicher Reinheit des Wasserstoffes gebraucht werden.

[4]) Während der Drucklegung dieses Vortrages ist eine weitere große Anlage hinzugekommen.

[1]) Man überzeugt sich leicht, daß die für Luftschiffahrtzwecke gebrauchten Mengen von Wasserstoff immerhin recht beschränkt sind. 10 große Luftschiffe von je 15000 cbm Fassungsvermögen würden, wenn sie bei dauerndem Betrieb einer zehnmaligen vollständigen Neufüllung im Jahr bedürfen, in einem Jahr nur 1500000 cbm Wasserstoff verbrauchen, ein Bedarf, der durch eine einzige Anlage von 180 cbm Stundenleistung gedeckt werden könnte.

gemeine Bedeutung dieser Untersuchungen hingewiesen. Als industrielle Anwendung der tiefen Temperaturen wird sodann das Verfahren zur Erzeugung von Wasserstoff nach Linde-Frank-Caro beschrieben, welches in der Zerlegung des als Ausgangstoff dienenden Wassergases durch geeignete Abkühlung besteht; hierbei scheiden sich das Kohlenoxyd und die übrigen Beimengungen des Wassergases in flüssiger Form aus und lassen ein Gas von 97 bis 98,5 vH Wasserstoff zurück, das durch eine weitere Nachreinigung bis auf rd. 99 vH Wasserstoffgehalt gebracht werden kann; das ausgeschiedene Kohlenoxyd wird getrennt verdampft und durch Verbrennung im Motor zum Antrieb der Kompressoren verwendet.

Anwendung von Beton zu Maschinenfundamenten.[1]

Mitgeteilt von der Auskunftstelle für Zementverarbeitung in Heidelberg.

Obgleich seit Jahren und in unzähligen Fällen Betonfundamente für Maschinen aller Art mit Erfolg ausgeführt worden sind, besteht doch noch teilweise bei Maschineningenieuren, Architekten und Unternehmern ein gewisses Vorurteil gegen die Verwendung von Beton für große Maschinenfundamente. Die Gegner dieser Gründungsart stützen ihre Abneigung vor allem auf folgende Gründe:

1) Ein gemauertes Fundament lasse sich im Gegensatz zu Betonfundamenten auf Grund langjähriger Erfahrungen genauer bemessen und könne schon nach 2 bis 3 Tagen für die Aufstellung und Inbetriebsetzung in Anspruch genommen werden.

2) In den letzten Jahrzehnten habe sich in fast allen Sonderindustrien und auch in den großen öffentlichen Kraft- und Lichtwerken gezeigt, daß eine Antriebmaschine selten länger als 15 Jahre stehe und nach dieser verhältnismäßig kurzen Zeit durch eine größere und wirtschaftlichere Maschine ersetzt werden müsse. Ein vorhandenes Steinfundament lasse sich dann mit Leichtigkeit abbrechen und entfernen, und die Steine könnten mit großem Erfolge wieder verwendet werden. Demgegenüber sei der Abbruch alter Maschinenfundamente aus Beton äußerst schwierig, zeitraubend und kostspielig, die Abbruchstoffe seien wertlos und erforderten noch die Kosten der Fortschaffung.

3) Bei der Verschiedenartigkeit der in den Handel kommenden Portlandzemente sowie von Sand und Kies sei es oft recht schwierig und nur nach zeitraubenden Versuchen möglich, einen Beton von genügender Festigkeit herzustellen, der den schweren, durch die Maschinenstöße verursachten Erschütterungen standhalten könne.

Darauf ist zu erwidern, daß sich ein Betonfundament wegen seines gleichartigen Gefüges ebensogut, wenn nicht besser, bemessen läßt als ein gemauertes Fundament, daß es wegen des Fehlens von Fugen keine schwachen Stellen hat und daß die Festigkeit des Betons der des Mauerwerkes mindestens gleichkommt. Auch läßt sich ein altes Maschinenfundament aus Beton leicht abbrechen, und das alte Betonmaterial kann ohne neue Bearbeitung wieder verwandt werden. Gebrauchte Ziegelsteine, an denen der Mörtel noch haftet, wieder zu verwenden, ist nur in Ausnahmefällen wirtschaftlich. Richtig ist, daß es einiger besonderer Kenntnisse und geschulter Kräfte bedarf, um bei den zur Verfügung stehenden Baustoffen, dem Portlandzement, Sand, Kies oder Kleinschlag, den für den Zweck am besten geeigneten Beton zu erhalten. Die nachfolgende Beschreibung des Arbeitsvorganges bei der Gründung einer liegenden 2000 PS-Ventildampfmaschine, die im Block III der Leimener Fabrik der Portlandzementwerke Heidelberg-Mannheim als Ersatz für zwei andre Maschinen aufgestellt wurde, soll mit dazu beitragen, den Leser mit dem Wesen dieser Arbeit vertraut zu machen und die Bedingungen für ein gutes Gelingen solcher Betonarbeiten zu erläutern.

Fig. 1 und 2 zeigen die alten zur Auswechslung bestimmten Maschinen. Sie dienten, wie auch die neue, zum Antrieb der Zementmühlen, die das bis zur Sinterung gebrannte, sehr harte Zementmaterial, die sogenannten Klinker, zu Zementmehl zu vermahlen haben. Die beiden Maschinen wechselte man gegen eine einzige, neuere und stärkere aus, um wesentliche Vergrößerung der Fabrikation, größere Wirtschaftlichkeit im Dampfverbrauch und bei der Bedienung zu erreichen. Fig. 3 und 4 stellen die neuen Fundamente dar.

Aus Fig. 5 ist zu ersehen, daß bei ihrer Herstellung zwar der größte Teil der alten Fundamente entfernt werden mußte, daß aber noch beträchtliche Teile des alten Fundamentes zu benutzen waren. Beim Abbruch der alten Fundamente wurden Preßluftbohrer mit gutem Erfolg angewandt. Die zu bohrenden Löcher wurden in gleichmäßiger Folge über die Seitenwände der Abbruchstellen verteilt; der Beton konnte danach leicht mit Brechstangen in kopfgroßen Stücken losgebrochen werden. Sind geübte, mit Sprengstoffen vertraute Arbeiter vorhanden, so läßt sich die Abbrucharbeit durch kleine Sprengungen, Fig. 6, noch wesentlich vereinfachen. Das für die Herstellung der neuen Fundamente äußerst wertvolle Abbruchmaterial läßt sich ebenso bequem und schnell wie Natursteine oder Ziegelsteine mit der Hand fortschaffen und aufstapeln. Da für die neuen Fundamente irgendwelche Stützwände nicht vorhanden waren, mußten überall Schalgerüste aufgestellt werden. Als Mischungsverhältnis wurde 1:3:6 gewählt, d. h. auf 1 Gewichtsteil Portlandzement wurden 3 Teile Sand und 6 Teile Kies oder Porphyrkleinschlag (ein Steinsplitt von 20 bis 25 mm Korngröße) verwandt.

Fig. 1 und 2.

Die abgebrochenen alten Maschinen auf ihren Betonfundamenten.

Maßstab 1 : 250.

Hier sei auf die allgemeinen Bestimmungen für die Vorbereitung, Ausführung und Prüfung von Bauten aus Stampfbeton, aufgestellt vom Deutschen Ausschuß für Eisenbeton 1908[1]), hingewiesen, worin die Bezeichnungen Sand, Kies, Kiessand und Steinschlag näher erläutert werden.

Es liegt in der Natur der Sache, daß man den besten

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den [do]ppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa [...] Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[1]) Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin.

Fig. 3 und 4.

Fundament der neuen Maschine mit Verankerung.

Maßstab 1 : 200.

Schnitt a-b.

Beton bei kleinstem Zwischenraum der verschiedenen Baustoffe erhält. Die Mischung muß mithin so beschaffen sein, daß Hohlräume möglichst schon durch das richtige Mengenverhältnis von Sand und Kies vermieden werden. Je nach dem an der Arbeitstelle erhältlichen Sand, seiner Korngröße, dem Gehalt an Kies usw. müssen die für eine genügende Festigkeit des Betons erforderlichen Beimischungen gröberer Teile, d. i. Kies, Steingrus, Steinschlag usw., gewählt werden.

Fig. 5.

Aufsicht auf die neuen und die alten Fundamente.

Maßstab 1 : 250.

Die neuen Fundamente sind durch Schraffur hervorgehoben, die alten durch gestrichelte Linien angedeutet.

Im allgemeinen wird als richtiges Mischungsverhältnis von Sand und Kies zu nehmen sein: 1 Gewichtsteil Sand auf 2 Gewichtsteile Kies. Dieser Mischung wird dann in einem bestimmten Verhältnis der Zement zugesetzt; für Fundamente ist hierbei als völlig ausreichend die Mischung 1 : 9 erkannt worden, die auch, wie erwähnt, im vorliegenden Falle gewählt wurde. Die so erhaltene Mischung wurde mittels einer Mischmaschine unter allmählichem Zusatz von Wasser (ungefähr 9 vH) hergestellt.

Bei Handmischung empfiehlt sich ein dreimaliges trocknes Durchschaufeln bei gleichzeitigem Wasserzusatz, bis eine gleichmäßige und innige Mischung der vier Baustoffe Portlandzement, Sand, Kies und Wasser erzielt wird. Ebenso wichtig wie eine gute Mischarbeit ist auch die Stampfarbeit. Darüber schreiben die mehrfach erwähnten Bestimmungen folgendes vor: Die Betonmasse darf in die Verwendungsstelle (Baugrube, Verschalung) nur schichtweise und nur in solcher Höhe eingebracht werden, daß die Dicke der fertig gestampften Schichten bei erdfeuchtem Stampfbeton in der Regel 15 bis 20 cm nicht überschreitet. Bei weichem Stampfbeton, d. h. Beton mit etwas mehr Wasserzusatz, kann eine Schicht zu 20 bis 30 cm genommen werden; zu beachten ist, daß die geringere Schichthöhe die höhere Festigkeit ergibt. Durch die Einlage von Abbruchsteinen, die durch ihr Gewicht die Betonschichten zusammendrücken, in Verbindung mit reichlichem Wasserzusatz läßt sich die Stampfarbeit häufig zum Teil oder ganz ersparen. Von wesentlichem Einfluß auf die Güte des Betons sind ferner noch die Beschaffenheit und Menge des Wassers, die Behandlung des frisch gestampften Betons, die Steifigkeit der Rüstungen, die Zuverlässigkeit der Arbeiter und der Aufsicht. Die einzelnen Schichten müssen in der Regel frisch verarbeitet werden, damit sie untereinander genügend fest zusammenbinden. Kommen frische Stampfschichten mit bereits abgebundenen in Berührung, so muß für ausreichend festen Zusammenschluß der Betonmassen gesorgt werden. Es ist deshalb zweckmäßig, abends stets

Fig. 6. Nach der Sprengung.

mit einer eingepackten Steinschicht aufzuhören und am andern Morgen diese mit Beton auszufüllen; so erhält man eine gute Verbindung. Hierbei wirkt wiederum die Verwendung von Bruchmaterial vorteilhaft, das, zur Hälfte aus der unteren Schicht hervorragend, infolge seiner unregelmäßigen, zerklüfteten Oberfläche der oberen Schicht einen besonders

Fig. 7.

Arbeitstelle in der Mitte der Bauzeit.

guten Halt gibt und so gewissermaßen als Befestigungsanker zwischen zwei Schichten dient. Es empfiehlt sich, unmittelbar vor dem Aufbringen der frischen Betonmasse die glatten Verbindungsflächen mit Stahlbesen naß und scharf abzukehren und mit einem dünnen Zementbrei (100 g Zement auf 40 g Wasser) einzuschlämmen. Besondere Sorgfalt ist auf das Stampfen der Ecken und Außenseiten zu verwenden. Die einzelnen Stampfflächen sollen sich etwas überdecken.

Fig. 7 zeigt die Arbeitstelle ungefähr in der Mitte der Bauzeit. Nach den angezogenen Bestimmungen können gröbere druckfeste Steine, außer Bruchsteinen usw. auch Betonbrocken bis zu 40 vH in den Beton eingebaut werden. Voraussetzung hierfür ist, daß der Zweck, die Art und die Abmessungen des Baukörpers dies zulassen und daß für eine sachgemäße Verteilung solcher Einlagen innerhalb des Betonkörpers sowie für eine genügend weiche Betonmasse zum Einhüllen der Einlagen Sorge getragen wird. Die nach diesen Ausführungen erforderliche sachgemäße Verlegung solcher Steine wird durch Fig. 8 veranschaulicht.

Eine besondere Beachtung verdient noch der Anschluß der alten Fundamente an die neuen. Die anzuschließende Seite des alten Fundamentes wurde mit Preßluftbohrern an einzelnen Stellen angebohrt. In diese Löcher wurden starke Rundeisen eingelassen und mit einer fetten Zementschicht vergossen, so daß sie zur Hälfte in das neue Fundament hineinragten. Außerdem wurde die ganze Anschlußfläche des alten Fundamentes aufgerauht, angefeuchtet und mit Zementbrei frisch verschlämmt. Unter Beachtung dieser Vorsichtsmaßregeln gelang es, die alten Fundamente mit dem neuen zu einem einheitlichen Körper von gleichmäßiger Festigkeit unter Vermeidung aller Trennfugen zu vereinigen, was in gleicher Vollendung mit keinem andern der bekannten Baustoffe erzielt werden dürfte.

Bei den neuen Fundamentarbeiten mußten mehrere tragende Pfeiler ganz oder teilweise neu unterstützt werden. Fig. 9 stellt den Neubau des Hauptpfeilers, der das Hauptlager der schweren Transmission aufzunehmen hat, dar. Lediglich bei diesem Pfeiler wurde wegen der starken Biegungsbeanspruchung Eisenbewehrung angewandt, deren starke, oben umgebogene Eisenstäbe auf dem Bilde sichtbar sind. Bei den gemauerten Fundamenten, s. Fig. 3, werden für die Fundamentschrauben quadratische Kanäle ausgespart, und der Zug der Schrauben wird mittels einer einzumauernden Eisenplatte, unter die der rechteckige Schraubenkopf oder ein Keil faßt, auf eine möglichst große Fläche des Fundamentes übertragen, was mit Rücksicht auf die Fugenschwächung bei Ziegelsteinmauerung ausgeführt werden muß. Bei den Betonfundamenten ist auch diese Arbeit wesentlich einfacher. Will man zur Vorsicht die Verankerung mittels der Platten beibehalten, so bleibt immer noch der Vorteil bestehen, daß sich im Beton Löcher bequem aussparen lassen. Man wird, wie das im vorliegenden Fall geschehen ist, natürlich nur runde Löcher statt quadratischer aussparen. Zu diesem Zweck wird eine runde Röhre von dem erforderlichen Durchmesser mit einbetoniert, die bei hohen Fundamenten je nach dem Fortschritt der Arbeiten mit hochgezogen wird. Sowohl bei gemauerten als auch bei Betonfundamenten empfiehlt es sich, später die mit den Ankerschrauben versehenen Aussparungen mittels fetten Betons auszugießen; beim Betonfundament dürfte es jedoch wohl in allen Fällen genügen, die Ankerschrauben, die zweckmäßig etwas aufgerauht werden, auf 0,5 bis 1 m je nach Größe und Bauart der Maschine mit einer fetten Zementmischung zu umgießen. Im vorliegenden Falle hat diese Befestigung sich durchaus bewährt. Auch die Maschinenfabriken, die bekanntlich die Fundamentzeichnungen anfertigen und die Ankerschrauben mit den Maschinen mitzuliefern haben, können eine kleine Ersparnis erzielen, wenn sie sich daran

Fig. 8.

Einlegen von Bruchsteinen in das Betonfundament.

Fig. 9.

Neubau des Hauptpfeilers für die Transmission.

gewöhnen, in ihren Fundamentzeichnungen Beton als Baustoff vorzusehen.

Die gesamte Bauarbeit wurde in 51 Tagen erledigt, wovon 31 auf den Abbruch der alten Fundamente, Verlegung und Abbruch von Rohrleitungen, Behältern und auf sonstige Bauveränderungen entfielen. Abgebrochen wurden 268 cbm alten Betons, gebraucht und angeschlossen wurden von den alten Fundamenten 174 cbm. Neu hergestellt wurden 440 cbm Beton. Dazu wurden verwandt 50 t Zement, 300 cbm Sand und Kies, 7 Wagen Porphyrschotter und 150 cbm Betonbrocken.

Die Gesamtkosten betrugen:

Zement	360 ℳ für 10 t	1800 ℳ
Sand und Kies	2,50 ℳ für 1 cbm	750 »
Porphyr-Steinschlag	28,50 ℳ für 1 Wagen	200 »
Betonbrocken		—
Holzverlust		300 »
Löhne für Einschalung		120 »
» » Mischen und Stampfen		420 »
Bauaufsicht usw.		110 »
		3700 ℳ

Der Preis für 1 cbm Betonmauerwerk betrug also $\frac{3700}{440} = 8{,}40$ ℳ.

Der Zement ist in eigener Fabrik hergestellt, jedoch zum Verkaufspreis berechnet worden. Der Sand wird von der Fabrik in großen Mengen aus eigener Kiesgrube durch Naßbaggern gewonnen und zu dem angesetzten Preise verkauft.

Aus dem Gesagten geht hervor, daß die obigen Preise eine allgemeine Gültigkeit nicht haben können. Je nach der Lage, der Beschaffenheit und den Preisen von Sand und Steinschlag, nach den ortsüblichen Löhnen, nach der Wahl des Mischungsverhältnisses usw. werden sich bei den Kostenberechnungen mehr oder weniger erhebliche Abweichungen von diesen Preisen ergeben. Die Preise für ein aus Ziegelmauerwerk hergestelltes Fundament würden sich im vorliegenden Falle auf 20 bis 22 ℳ/cbm gestellt haben. Es darf hiernach wohl mit vollem Recht behauptet werden, daß das Betonfundament fast überall in Deutschland mit den gemauerten Fundamenten bezüglich der Wirtschaftlichkeit wetteifern kann, in den meisten Fällen aber wesentliche Ersparnisse bringt. Dazu kommen die andern wesentlichen Vorteile des Betonfundamentes, seine gleichmäßige hohe Festigkeit und Dichtigkeit, große Unempfindlichkeit gegen Wassereinflüsse und schnelle und einfache Herstellungsmöglichkeit.

Schon nach dreitägiger Abbindezeit konnte das Fundament benutzt werden und die gesamte Maschinenlast aufnehmen. Hierzu einige Worte der Erläuterung. Es ist auch dem Laien bekannt, daß der im Handel vorkommende langsam bindende Zement erst nach einer Reihe von Tagen eine genügende Härte erhält. Je feiner der Zement ist, um so inniger mischt er sich mit den Sand-, Kies- und Wasserteilen, und um so schneller geht die Erhärtung vor sich. Einige Werke liefern deshalb für besondere Zwecke, wo rasche Benutzung erforderlich ist, einen besonders fein gemahlenen Zement unter Bezeichnungen wie Brückenzement, Separatorenzement, Selektorenzement usw. Dieser Zement, der keinesfalls mit sogenanntem raschbindendem Zement, d. i. ein in weniger als einer Stunde abbindender Zement, verwechselt werden darf, gibt dem Beton schon nach 1 bis 2 Tagen eine genügende Festigkeit und ist deshalb überall da mit besonderem Vorteil anzuwenden, wo mit Rücksicht auf die Abkürzung der Betriebsunterbrechungen höchste Schnelligkeit beim Bauen und die Möglichkeit baldiger Benutzung erforderlich ist. Die sorgfältig ausgerichtete Fundamentplatte der Maschine wurde in der üblichen Weise mit Zement untergossen, und zum Schluß wurden sämtliche Kanten an den Fundamenten mit rd. 10 cm Halbmesser abgerundet. Auch diese Arbeit sollte nicht unbeachtet bleiben. Kräftig abgerundete Betonkanten werden nicht so leicht beschädigt und geben dem Fundament ein sauberes und gefälliges Aussehen.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 22. Juni 1912.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Mai 1912 in Blankenstein a. d. Ruhr.

Vorsitzender: Hr. Stach. Schriftführer: Hr. Krüsmann.

Anwesend 36 Herren und 24 Damen.

Hr. Direktor Stadtrat Lenze heißt die Erschienenen auf städtischem Grund und Boden willkommen und gibt Erklärungen über die Turbinenanlage des Wasserwerkes der Stadt Bochum[1]), das besichtigt wurde.

Eingegangen 3. Juli 1912.

Chemnitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Juni 1912.

Vorsitzender: Hr. Biernatzki.

Anwesend etwa 30 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. H. Pekrun aus Coswig (Gast) spricht über Globoidschneckengetriebe und Pekrun-Getriebe[2]).

Eingegangen 19. Juni 1912.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 25. März 1912.

Vorsitzender. Hr. Köster. Schriftführer: Hr. Reutlinger.

Anwesend 43 Mitglieder und 33 Gäste.

Hr. Dipl.-Ing. Dr. jur. Wangemann aus Berlin (Gast) spricht über das Recht der Angestellten an ihren Erfindungen.

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 759 u. f.
[2]) s. Z. 1912 S. 442.

Eingegangen 18. Juni und 1. Juli 1912.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 19. März 1912.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Benjamin.

Anwesend 44 Mitglieder und 13 Gäste.

Hr. Ludolff spricht über Ventilatoren, besonders über unrichtige Anschauungen bezüglich ihrer Wirkungsweise und Leistung.

Sitzung vom 2. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Benjamin.

Anwesend rd. 600 Mitglieder und Gäste.

Hr. Ingenieur Uhlig aus Berlin (Gast) führt kinematographische Aufnahmen aus der Industrie vor und erläutert sie.

Sitzung vom 16. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Benjamin.

Anwesend 57 Mitglieder und 13 Gäste.

Hr. O. Brünig spricht über Ueberlandzentralen mit Berücksichtigung ihrer Wirtschaftlichkeit.

Ortsgruppe Lübeck.

Sitzung vom 16. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Koch. Schriftführer: Hr. Flügel.

Anwesend 11 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Busemann spricht über den Wirkungsgrad der Schiffschraube und über Schraubenschleppdampfer.

Der Redner bespricht die Geschichte der Dampfschiffe, den Wirkungsgrad der Schiffschrauben und die Mittel zu seiner Verbesserung. Ferner behandelt er den Wirkungsgrad der Schraubenschleppdampfer und seine Abhängigkeit vom Kanalquerschnitt, von der Schiffsform und von der Schleppgeschwindigkeit, sowie die bisherigen Schleppversuche.

Eingegangen 4. Juli 1912.

Leipziger Bezirksverein.

Sitzung vom 24. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Kruft. Schriftführer: Hr. Hentschel.

Anwesend 59 Mitglieder und Gäste.

Hr. Dr. Junge aus New York (Gast) spricht über Organisation und Zentralisation in der amerikanischen Industrie.

Eingegangen 5. Juli 1912.

Magdeburger Bezirksverein.

Sitzung vom 17. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Haier. Schriftführer: Hr. Berner.

Anwesend 30 Mitglieder und 1 Gast.

Der Vorsitzende berichtet über den Entwurf der Normal-Unfallverhütungsvorschriften.

Hr. Lehmann spricht über die Entwicklung der Handfeuerwaffen.

Am 2. Mai fand eine zwanglose Zusammenkunft statt, bei der Hr. Uhlrich über Spannrollen-Riementriebe sprach.

Sitzung vom 23. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Haier. Schriftführer: Hr. Berner.

Anwesend 65 Mitglieder, Gäste und Damen.

Hr. Kosack hält einen Vortrag: 50 Jahre im Zeichen des Telephons.

Am 1. Juni wurde die Schuhfabrik von Conrad Tack & Co. in Burg bei Magdeburg besichtigt.

Eingegangen 15. Mai und 17. Juni 1912.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 15. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Karsch. Schriftführer: Hr. Bauwens.

Anwesend etwa 40 Mitglieder.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes W. Nauen.

Hr. Frölich berichtet über den Entwurf der Normal-Unfallverhütungsvorschriften, ferner über den Entwurf der Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Hr. Beckerhoff spricht über die Entstehung und Verhütung von Gasdruckschwankungen.

Am 5. Mai sprach Hr. W. Schütte über Baumwollspinnerei[1]).

Am 6. Mai 1912 wurde die Crefelder Baumwollspinnerei in Crefeld besichtigt.

Sitzung vom 20. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Karsch. Schriftführer: Hr. Bauwens.

Anwesend etwa 40 Mitglieder.

Die Versammlung erledigt Vereinsangelegenheiten.

Eingegangen 4. Juli 1912.

Zwickauer Bezirksverein.

Sitzung vom 18. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Hummel. Schriftführer: Hr. Benemann.

Anwesend 22 Mitglieder.

Hr. Hummel spricht über das technische und das absolute Maßsystem.

[1]) Vergl. Z. 1910 S. 1517; 1911 S. 178.

Bücherschau.

Abhandlungen und Berichte über Technisches Schulwesen, veranlaßt und herausgegeben vom Deutschen Ausschuß für Technisches Schulwesen. Bd. III. Arbeiten auf dem Gebiete des niederen Schulwesens.. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 306 S. Preis 10 *M.*

Die Erziehung und Ausbildung des Nachwuchses der Facharbeiterschaft in der mechanischen Industrie ist eine Aufgabe, über deren Lösung bis jetzt recht wenig in die Oeffentlichkeit gedrungen ist. Und doch ist gerade die Heranbildung tüchtiger Facharbeiter von einschneidender Bedeutung für die Industrie, mit deren Entwicklung auch ihre Hülfskräfte weiter entwickelt werden müssen. Wenn daher der Deutsche Ausschuß sich nach Behandlung der Fragen über die Heranbildung der Ingenieure und Techniker auf technischen Hoch- und Mittelschulen der Erziehung der Facharbeiter zugewendet hat, so hat er damit in logischer Weiterbearbeitung seines Programmes das unterste Glied des technischen Bildungswesens in den Kreis seiner Betrachtungen gezogen.

Das Buch enthält die Berichte über die zweite und vierte Sitzung des Deutschen Ausschusses, über die Verhandlungen des Arbeitsausschusses für das niedere Schulwesen, das Protokoll der vierten Ausschußsitzung, sonstige Beiträge zu den Fragen des technischen Unterrichtswesens, sowie den vierten Bericht des Deutschen Ausschusses und dessen Stellungnahme zur niederen technischen Erziehung. Der letztgenannte Bericht ist bereits in Z. 1912 S. 850 wiedergegeben.

Der von Geh. Baurat Dr.-Ing. A. von Rieppel erstattete Bericht über Lehrlingsausbildung und Fabrikschulen[1]) weist darauf hin, daß die früher in den 70er Jahren vorwiegend von Handwerksmeistern ausgebildeten Fabriklehrlinge jetzt in überwiegendem Maße von den Werken selbst herangebildet werden. Unter der Voraussetzung einer für den Maschinenbau notwendigen vierjährigen Lehrzeit wird die Forderung gestellt, daß die Fabriken einen Stamm von Lehrlingen zu halten haben, der 20 vH der Gehülfen bei Schlossern und Drehern, 12 bis 14 vH bei Formern, Gießern, Modell- und Möbelschreinern betragen soll. Um eine planmäßige Ausbildung zu erhalten, sollen die Lehrlinge in den beiden ersten Jahren unter einer technischen Oberleitung in besonderen Gruppen vereinigt werden, während sie in den letzten beiden Jahren der Gehülfenschaft zuzuteilen sind. Außerdem sind sie in eigener Lehrlingsschule täglich zwei Stunden lang zu unterrichten. Es soll angestrebt werden, daß die Fabriklehrlinge Gesellenprüfungen ablegen. Wenn die Lehrlinge in einer Lehrwerkstätte, die als Notbehelf anzusehen ist, ausgebildet werden, so ist das letzte Jahr in einem werbenden Betrieb abzuleisten. Eine Umfrage bei einer größeren Anzahl Fabriken ergab, daß mit der Ausbildung eigener Lehrlinge gute Erfahrungen gemacht worden sind; in den Betrieb übernommene, von Handwerksmeistern ausgebildete Lehrlinge haben sich mit geringen Ausnahmen erst nach längerer Einarbeitung bewährt.

In der Sitzung des Arbeitsausschusses in Frankfurt a. M. am 21. und 22. April 1911 berichtet Dipl.-Ing. Fr. Frölich über das Ergebnis einer vom Verein Deutscher Maschinenbau-Anstalten veranstalteten Rundfrage, deren Ergebnis die Feststellung war, daß die Maschinenindustrie seit langem und neuerdings in steigendem Maße der Lehrlingsausbildung ihre Aufmerksamkeit geschenkt hat. Auch hier wird die Errichtung von Lehrlingsabteilungen und Werkschulen sowie die Ablegung der Gesellenprüfung vor einem besonderen Prüfungsausschuß für wünschenswert gehalten.

Ueber die gewerbliche Fortbildungsschule mit besonderer Berücksichtigung des Metallgewerbes und der Industrie der Maschinen und Apparate berichten Landesgewerberat Dr. Kühne und W. Keetmann. Während jener über die Entwicklung und Organisation der öffentlichen Fortbildungsschulen in den deutschen Bundesstaaten spricht, vertritt dieser die Wünsche der Industrie, die darin gipfeln, das Hauptaugenmerk auf die fachliche Ausbildung des Lehrlings zu legen und für die Nichtfacharbeiter den Zeichenunterricht

[1]) s. T. u. W. 1912 S. 146.

wegfallen zu lassen. Der Unterricht für Fachlehrlinge solle in die Tagesstunden, der für die Nichtfacharbeiter auf die Abende gelegt werden.

Geh. Regierungsrat Prof. Götte behandelt die Fachschulen mit Werkstättenbetrieb zur Ausbildung von Arbeitskräften für die Maschinen- und sonstige Eisenindustrie. Zur Aufnahme des praktischen Unterrichtes in Schulen haben verschiedene Gründe geführt, die nachstehende Gruppeneinteilung veranlaßt haben. In der ersten Gruppe soll die praktische Ausbildung nur ein Erziehungsfaktor sein ohne Rücksicht auf spätere Verwertung der gewonnenen Fähigkeiten. Durch das planmäßige praktische Arbeiten soll der Schüler zur »Klarheit und Wahrheit« erzogen werden. In der zweiten Gruppe vermittelt der Werkstättenunterricht das Verständnis beim Fachunterricht; dies ist der Fall bei technischen Fachschulen. Bei einer dritten Gruppe soll der praktische Unterricht die Werkstattlehre vollständig oder teilweise ersetzen, und in der vierten Gruppe wird praktischer Unterricht an ausgelernte Arbeiter zur Ergänzung ihrer praktischen Ausbildung erteilt. Im Anschluß hieran werden die Schulen der dritten Gruppe in Preußen (Remscheid, Siegen, Schmalkalden), in Bayern (Landshut, Kaiserslautern, Ansbach), in Oesterreich (Klagenfurt, Komotau, Steyr, Ferlach, Fulpmes) und in der Schweiz (Bern, Winterthur) in ausführlicher Darstellung gewürdigt und folgender Leitsatz aufgestellt:

»Die praktische Ausbildung des Nachwuchses wird im allgemeinen den industriellen und handwerksmäßigen Betrieben zu überlassen sein. Technische Schulen sollen in der Regel sich nur diejenige Ausbildung zur Aufgabe machen, die der Gewerbebetrieb nicht vermitteln kann.«

»Nur in besonderen Fällen, wo nach Lage der Verhältnisse eine gute fachmännische Ausbildung durch die Industrie nicht gegeben ist, oder wo es sich darum handelt, die Industrie zu entlasten, können Schulen mit praktischem Unterricht, die einen Ersatz für die Lehrlingsausbildung in den gewerblichen Betrieben bieten können, eingerichtet werden.«

Der Mitberichterstatter Dr. A. von Rieppel empfiehlt der Industrie, zu seinen schon eingangs erwähnten Forderungen Stellung zu nehmen.

»Die Weiterbildung des industriellen Facharbeiters (Vorarbeiter- und Werkmeisterausbildung)« ist das Thema des von Geh. Regierungsrat Direktor Romberg gehaltenen Vortrages. Hierzu eignen sich die Schulen und Kurse, die eine Ausbildung in arbeitsfreien Stunden gewähren, also die an höheren und und niederen Fachschulen eingerichteten Sonntags- und Abendkurse und gegebenenfalls die besonderen Klassen der Fortbildungsschulen, soweit sie fachlich geleitet sind. Außerdem kommen Fachschulen in Betracht, die eine längere oder kürzere Unterbrechung der Berufstätigkeit verlangen (Maschinenbauschulen, Werkmeisterschulen usw.). Oberingenieur Jurthe spricht sich zu dem gleichen Thema dahin aus, daß bei längerem Besuch der Sonntags- und Abendkurse eine gleiche Ausbildung zu erreichen sein müsse wie beim drei- bis viersemestrigen Tagesbesuch einer niederen Fachschule. Außerdem sollten besondere verkürzte Abendkurse für ältere Facharbeiter eingerichtet werden ähnlich den Werkmeisterkursen des Handwerkes. Ferner kämen Sonderkurse für bestimmte Geschäftszweige in Frage, wobei für das Studium neu auftauchender Bearbeitungsverfahren eine Unterbrechung der Berufstätigkeit eintreten könne. Für die Weiterbildung der Werkmeister empfiehlt der Berichterstatter Kurse über Betriebsorganisation, sozialpolitische Gesetzgebung, Skizzierübungen usw. Direktor Neuschaefer berichtet über die Organisation der Frankfurter Fortbildungsschule. Besonders erwähnenswert ist hier die Mitteilung, daß nach den in der Schule ausgeführten Zeichnungen Werkstücke hergestellt werden.

Als Ergänzung zu diesen Berichten sind im vorliegenden Buche »Die gegenwärtig geltenden Bestimmungen über das Fortbildungsschulwesen« und der von Dr. Brandt an andrer Stelle gehaltene Vortrag »Die Ausbildung der Formerlehrlinge in Eisengießereien« abgedruckt. Der interessante Vortrag beleuchtet ausführlich die Erziehungsverhältnisse der Lehrlinge verschiedener Fabriken.

Es folgen sodann die Berichte aus der vierten Sitzung, zunächst »Die Werkschulen der Deutschen Industrie« von Dipl.-Ing. Free. 57 industrielle Verwaltungen haben 76 Werkschulen errichtet, von denen 73 den öffentlichen Fortbildungsschulen entsprechen, während drei reine Fachschulen sind. Die Gesamtzahl der Schüler beträgt 7647. Aus den außerordentlich reichhaltigen statistischen Unterlagen ergibt sich, daß sich die Werkschulen in der kurzen Zeit ihres Bestehens im Gegensatz zu den öffentlichen Fortbildungsschulen die volle Anerkennung der Fabrikleitungen errungen haben und daß die Aufgaben und Wirkungen der Werkschulen wesentlich weiter als die der öffentlichen Fortbildungsschulen gehen. Wenn diese durch den staatsbürgerlichen Unterricht die sozialen Gegensätze zu mildern suchen, so ist bei den Werkschulen nach den bisherigen Erfahrungen durch die engere Berührung das Verhältnis zwischen Arbeitnehmern und Arbeitgebern günstig beeinflußt worden. Die industriellen Werke leisten durch die Errichtung der Werkschulen der Allgemeinheit einen großen Dienst und treten daher als gleichberechtigt neben den Gemeinden auf, die Fortbildungsschulen unterhalten. Daraus ergibt sich, daß die Industrie bei Festlegung der Mindestforderungen bei der Errichtung der Werkschulen zu Rate gezogen werden sollte, und daß auch den Werken ähnlich wie den Gemeinden staatliche Zuschüsse gewährt werden müßten.

Die folgenden Vorträge behandeln »Die Ausbildung der Lehrer für gewerbliche Pflichtschulen«, und zwar spricht der erste Berichterstatter Dr.-Ing. Barth über die Ausbildung der Gewerbelehrer in Württemberg und Baden, wo durch geeignete Anstalten ein gut vorbereiteter Stamm von Gewerbelehrern herangezogen wird, während der zweite Berichterstatter Fortbildungsschuldirektor E. Haumann die weniger geklärten Verhältnisse in Preußen beleuchtet. Ueber die bisherigen Arbeiten des Arbeitsausschusses für das niedere Schulwesen berichtet zusammenfassend Dipl.-Ing. Frölich, woran sich Leitsätze schließen, die mit den in Z. 1912 S. 850 angeführten identisch sind.

Zum Schlusse sind noch die Verhandlungen in der vierten Sitzung des Deutschen Ausschusses wiedergegeben. Von besonderem Interesse sind hierbei die Besprechungen über das private technische Unterrichtswesen, das in Deutschland vielfarbige Blüten treibt. Auf vorhandene Mißstände wird sehr deutlich hingewiesen. Es ist zu erwarten, daß Abhülfe nunmehr eintreten wird.

In der Folge werden noch die Berechtigungen der Werkschulen, Zeit und Inhalt des Werkunterrichtes, die Prüfung von Lehrlingen und die Weiterbildung der Arbeiter im Anschluß an die erstatteten Berichte eingehend erörtert.

Man legt das inhaltsreiche und interessante Buch mit der Zuversicht aus der Hand, daß die gewerbliche Erziehung einen guten Schritt vorwärts zu tun im Begriff ist, und kann nur der Hoffnung Raum geben, daß dieser Schritt bald getan werde.

E. Vollhardt.

Die Bergwerksmaschinen. II. Band: Gewinnungsmaschinen. Von H. Bansen. Berlin 1912, Julius Springer. 443 S. mit 393 Fig. Preis 16 *M*.

Dem ersten Bande »Das Tiefbohrwesen«[1]) der unter dem gemeinsamen Titel »Die Bergwerksmaschinen« herausgegebenen Sammlung von Handbüchern für Betriebsbeamte ist erfreulich bald der zweite Band »Gewinnungsmaschinen« gefolgt.

Auch dieser Band zeugt von großem Fleiß und anerkennenswerter Gründlichkeit der bereits im ersten Bande genannten Mitarbeiter Gerke und Herwegen und der beiden andern Bearbeiter dieses Bandes Pütz und Teiwes.

Im ersten Teil werden die besonders zur Beseitigung des Abraumes im Braunkohlenbergbau und zur Gewinnung von Spülversatzmaterial im Steinkohlenbergbau benutzten Bagger im allgemeinen und im zweiten Teil die Braunkohlen-Abbauvorrichtungen im besondern behandelt.

Hier interessieren vor allem wegen der damit im rheinischen Braunkohlenbergbau erzielten bedeutenden wirtschaftlichen Erfolge der Kohlenbagger »Glückauf« der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, auch »Gruhlsche Kratzleiter« genannt, und der von Muth Schmidt in Berlin-Lichtenberg er-

[1]) s. Z. 1912 S. 801.

baute Kohlenhauer von Hilgers, in der Praxis der »Eiserne Bergmann« genannt.

Für Flöze geringerer Mächtigkeit, wie im mitteldeutschen Braunkohlenbergbau, kommen zur mechanischen Gewinnung der Kohle mehr die Löffelbagger in Betracht.

Der dritte Teil behandelt die früher fast nur im amerikanischen und sibirischen Goldbergbau, heute aber auch im deutschen Steinkohlenbergbau zur Gewinnung von Spülversatz aus Sandbergen verwendeten Druckwasser-Gewinnungsverfahren und die hierzu benutzten »Monitoren« oder »Wasserstrahl-Schrämapparate«.

Hierauf folgt gewissermaßen als Einleitung zu den im fünften Teile behandelten Bohrmaschinen zunächst der eigentlich in das Gebiet der reinen Maschinenlehre gehörende, die Kompressoren eingehend behandelnde vierte Teil.

Die trotz der neueren Bohrhämmer immer noch lebensfähigen Handbohrmaschinen, die pneumatischen, elektrischen und hydraulischen Bohrmaschinen sind mit ihren bewährten und neuesten Konstruktionen nebst dazu gehörigen Hülfsvorrichtungen vertreten. Den Praktiker besonders werden die Angaben über Maße, Gewichte, Preise und Leistungen der wichtigeren Bohrmaschinen interessieren.

Im sechsten Teil »Die Schrämmaschinen« werden auch die allerdings nicht nur zum Schrämen, sondern überhaupt zur bankweisen Hereingewinnung der Kohle besonders bei abfallendem Verhieb in steiler einfallenden Flözen benutzten neueren Abbauhämmer an zwei Beispielen erläutert.

Die Schrämmaschinen mit fräsenden Stangen sind leider zu stiefmütterlich behandelt, insbesondere vermißt man ein Eingehen auf die »Pick-Quick«-Stangenschrämmaschine [1]), die sich z. B. auf Zeche Alma im Oberbergamtsbezirk Dortmund sehr gut bewährt hat und allem Anschein nach wenigstens in diesem Bezirk besonders mit Rücksicht auf das nicht genügend gleichmäßige Einfallen der Flöze mehr Bedeutung als die so lange Jahre versuchsweise angewandte Radschrämmaschine von Garforth erlangen wird.

Der siebente Teil behandelt die Streckenbohrmaschinen für festes Gestein, für mildes und gebräches Gestein und für loses Gebirge, welch letztere bislang nur, aber sehr erfolgreich, zum Bau von Tunneln und dergl. in schwimmendem Gebirge angewandt sind.

Im achten Teil »Die elektrischen Zündmaschinen« werden kurz unter Hinweis auf Sonderliteratur Zünder, Stromleitungen und Zündmaschinen erläutert; man vermißt allerdings ein wenn auch nur kurzes Eingehen auf die verschiedenen Schaltungsweisen der Sprengschüsse bei gleichzeitiger elektrischer Zündung mehrerer Schüsse.

Der neunte und letzte Teil bringt unter der Ueberschrift »Die Keilapparate« als Ersatz für Sprengarbeit auch die neuerdings wieder, wenn auch leider ziemlich ohne Erfolg, versuchsweise angewendeten Vorrichtungen zur hydraulischen Stoßtränkung nach Meißner, wie insbesondere den Stoßtränkapparat von Trippe.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß auch dieser Band wieder jedem Bergtechniker reiches, sehr übersichtlich geordnetes Material zur schnellen Unterweisung bringt.

Bochum. **Grahn.**

Lehrbuch der Photometrie. Von F. Uppenborn und Monasch. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 420 S. mit 254 Fig. Preis 15 *M.*

Das Werk wurde von Uppenborn bei seinem vor fünf Jahren erfolgten Tode als Entwurf hinterlassen und von Monasch unter Berücksichtigung der jüngsten Fortschritte bearbeitet und fertiggestellt.

Es sei von vornherein hervorgehoben, daß das Buch weit mehr bringt, als der etwas bescheidene Titel zu versprechen scheint. Die Verfasser haben sich bei ihrer Arbeit von dem richtigen Grundsatz leiten lassen, daß das Licht in der Beleuchtungstechnik nicht als rein physikalische Erscheinung sondern auch in seinen physiologischen Wirkungen zu betrachten ist. Tatsächlich darf sich der moderne Beleuchtungstechniker nicht mehr darauf beschränken, Licht zu möglichst billigem Preis erzeugen zu wollen; das Publikum fordert mit Recht, daß ihm die notwendige Menge Licht auch in einer dem Auge angenehmen und jedem Einzelzweck entsprechenden Form geliefert wird. Die zur Lösung dieser umfassenden Aufgabe erforderlichen Grundlagen, die wissenschaftliche theoretische Erkenntnis wie die Anforderungen und Ergebnisse der Praxis sind in dem Werk übersichtlich und vollständig zusammengestellt.

Die einleitenden Kapitel behandeln die Gesetze der Lichtausbreitung und die Wirkung des Lichtes auf das menschliche Auge. Gerade das Studium des letzteren Abschnittes dürfte für die Beleuchtungstechniker wertvoll sein, da er geeignet ist, viele irrige Anschauungen zu beseitigen und namentlich auch vor einer zu hohen Bewertung der Genauigkeit photometrischer Messungen im allgemeinen zu bewahren. Wer sich z. B. von den Verfassern nur hat sagen lassen, daß es für das menschliche Auge ganz unmöglich ist, die Intensitäten verschiedenfarbiger Lichtquellen zu vergleichen, da das Auge für Strahlen verschiedener Wellenlänge verschieden empfindlich ist, und daß wiederum die Empfindlichkeit für die verschiedenen Farben auch keine Konstante ist, sondern von der Intensität selbst abhängt, der erhält schon eine Vorstellung von den vielen Fehlerquellen in der Photometrie und von der Schwierigkeit genauer Messungen.

Das folgende Kapitel »Die photometrischen Größen« hat deshalb eine besondere Bedeutung, weil es mit der Unklarheit und Vielfältigkeit der Bezeichnungen für die beleuchtungstechnischen Grundbegriffe aufräumt und diese in Anlehnung an die Arbeiten der Kommissionen des Verbandes deutscher Elektrotechniker, des Vereines von Gas- und Wasserfachleuten sowie internationaler Kongresse eindeutig und anschaulich erklärt.

Den Hauptraum nehmen naturgemäß die Kapitel ein, welche die eigentliche Technik des Photometrierens und die rechnerische Ausmittlung und Verwertung der Versuchsergebnisse behandeln. Einige Stichworte müssen zur Kennzeichnung des reichen Inhaltes der nächsten Abschnitte genügen: Lichteinheiten und Zwischenlichtquellen; Lichtstärke, Lichtstrom und mittlere Lichtstärke; Wirkung der Reflektoren und Lampenglocken; die Beleuchtung. Das zuletzt genannte Kapitel bringt auch praktische Zahlenangaben über die nach Ansicht der Hygieniker für die verschiedensten Oertlichkeiten erforderliche Beleuchtung und über den spezifischen Verbrauch der verschiedenen Beleuchtungsarten, bezogen auf die Einheitsbeleuchtung (1 Lux) der wagerechten Ebene in 1 m Höhe über dem Fußboden. Auffällig ist in dieser Zusammenstellung der für Zimmerbeleuchtung mit Metallfaden-Glühlampen angegebene Effektverbrauch von rd. 0,2 Watt für 1 Lux und 1 qm im Vergleich zu dem Wert von über 0,4 Watt bei der Beleuchtung durch die jüngste Lichtquelle, Moores Vakuum-Röhrenlicht. Da letzterer Wert mehrfach nachgeprüft worden ist, anderseits vergleichende Messungen von W. Wedding und von der Moore-Licht-A.-G. übereinstimmend die ökonomische Gleichwertigkeit beider Beleuchtungsarten erwiesen haben, so scheint doch der Wert für Metallfadenlampen viel zu günstig angegeben zu sein. Eine Nachprüfung dieser Zahlen erscheint schon im Interesse der aufstrebenden und sicherlich für viele Zwecke vortrefflich geeigneten Röhrenlicht-Beleuchtung wünschenswert. Jedenfalls dürften aber die Zusammenstellungen dem Beleuchtungstechniker einen vorzüglichen Anhalt bieten, wenn er beim Entwurf von Beleuchtungsanlagen — natürlich unter gleichzeitiger Berücksichtigung von Anlagekosten, Bedienung, architektonischer Wirkung usw. — unter den verschiedenen Beleuchtungsarten zu wählen hat.

Der Inhalt der zweiten Buchhälfte behandelt unter anderm die verschiedenen Photometerarten mit allem Zubehör, das Vergleichen verschiedenfarbiger Lichtquellen und endlich auch noch in besonderen Kapiteln die Photometrierung von Gaslicht, von elektrischen Glüh- und Bogenlampen und von Scheinwerfern nach den vom Verband deutscher Elektrotechniker aufgestellten Grundsätzen.

Dem gediegenen Inhalt des Werkes entspricht die sorgfältige äußere Ausstattung. Dr.=Ing. Holm.

---

[1]) s. Z 1911 S. 2114.

Handbuch der autogenen Metallbearbeitung. Von Theo. Kautny. 2. Aufl. Halle a. S., Carl Marhold. 712 S. mit 484 Fig. Preis 9 *M*.

I. Abschnitt. Die technischen Metalle und ihr Verhalten bei der autogenen Schweißung. Der Verfasser war bemüht, die Ergebnisse der metallographischen Untersuchungen zur Erklärung der Vorgänge heranzuziehen, und hat viele Abbildungen gegeben, von denen allerdings manche im Druck unbefriedigend ausgefallen sind. Obwohl der beschrittene Weg als der richtige anzusehen sein dürfte, muß doch bemerkt werden, daß die Darstellung etwas weitschweifig gehalten, auch nicht frei von Mängeln ist. Wie bei diesem Teile, so dürfte es sich auch für die folgenden Abschnitte empfehlen, in erster Linie auf übersichtliche Anordnung, Vermeidung von Wiederholungen und Unstimmigkeiten sowie auf knapperen Ausdruck bedacht zu sein, wenn die Bearbeitung der nächsten Auflage erfolgt.

Der zweite Abschnitt: Verschiedene Verfahren zur Verbindung der Metalle, ist durch fleißige Zusammenstellung des Materials gekennzeichnet. Der dritte Abschnitt: Azetylenothermische Schweißung (266 S.), enthält in der Hauptsache allgemeine Angaben. Die Ausführung der Anlagen soll in einem besondern Werk behandelt werden. Im vierten Abschnitt: Technik der autogenen Schweißung (266 S.), bespricht der Verfasser die verschiedenen Gesichtspunkte, auf die zu achten ist, wenn eine gute Schweißung erzielt werden soll. Bei der Neubearbeitung dürfte es sich empfehlen, die Zahl der Beispiele zu beschränken und dafür gründlichere Besprechungen eintreten zu lassen, wobei Wiederholungen nach Möglichkeit zu vermeiden wären.

An verschiedenen Stellen des Buches wird die Ausbesserung von Rissen usw. in Dampfkesseln erwähnt. Obwohl der Verfasser wiederholt auf die Verantwortlichkeit aufmerksam macht, die den Schweißer treffen kann, wenn er unsachgemäß verfährt, so ist doch die ausführliche Besprechung der lehrreichen und umfassenden Versuche mit guten und schlechten Schweißungen zu vermissen, über die in Heft 83/84 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« eingehend berichtet ist. Es kann für die Hebung der Güte der Schweißarbeit nur förderlich sein, wenn an Hand der Beispiele aus der Praxis gezeigt (und nicht, wie es in der die autogene Schweißung betreffenden Literatur üblich geworden ist, verschwiegen) wird, wie oft schlechte Arbeit gerade bei so wichtigen Ausbesserungen vorkommt. Auch bis in die neueste Zeit haben sich nämlich diese Verhältnisse nicht geändert (vergl. die Mitteilungen in den Protokollen des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine, Konstanz [erschienen 1911] und München [wird erscheinen 1912]). In diesem Zusammenhange sei ergänzend bemerkt, daß sich, wie in Heft 83/84 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« nachgewiesen, beim Autogenschnitt das Material an den Schnitträndern verändert; die Bedeutung dieser Veränderung hängt von der Art des Materials und von der Geschicklichkeit des Arbeiters ab. Schließlich darf nicht unterlassen werden, vor der Ausführung gewagter Ausbesserungen (es sind z. B. Achsen, Kurbelwellen mit unganzen Stellen usw. erwähnt) — abgesehen von Sonderfällen — zu warnen; jedenfalls sollten solche Arbeiten nur von bewährten Firmen unter Ueberwachung durch einen erfahrenen und sachverständigen Ingenieur ausgeführt werden. Dem in Z. 1910 S. 832 abgedruckten Beschluß kommt viel weiter gehende Bedeutung zu, als angenommen zu werden scheint.

R. Baumann.

The measurement of high temperatures. Von G. R. Burgess und H. Le Chatelier. 3. Aufl. New York 1912, J. Wiley & Sons. 510 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 4 $.

Die Messung hoher Temperaturen wird im vorliegenden Buch umfassend und klar dargestellt. In den einzelnen Kapiteln werden die folgenden Gegenstände behandelt: Temperaturskala, Gasthermometer, kalorimetrische Temperaturmessung, Thermoelement, Widerstandsthermometer, Gesetze der Strahlung, Strahlungspyrometer, optisches Pyrometer, Ausdehnungsthermometer, Segerkegel, Dampfdruckpyrometer, registrierende Pyrometer und Prüfung von Pyrometern. Konstruktion und Theorie der einzelnen Instrumente werden eingehend beschrieben, und ihre Genauigkeit wird an Beispielen gezeigt. An allen Stellen haben die Verfasser die neuesten Forschungsergebnisse berücksichtigt. Ein sehr ausführliches Literaturverzeichnis, auch über die Grenzgebiete, ist angefügt. Leider sind einige Aufgaben, die sich bei technischen Temperaturmessungen ergeben, wie die Messung von Oberflächentemperaturen, die Aufnahme rasch veränderlicher Temperaturen oder die Temperaturmessung in strömenden Gasen, nicht behandelt worden. Trotzdem kann das Studium des Buches allen Ingenieuren, die hohe Temperaturen zu messen haben, sehr empfohlen werden.

Erfreulicherweise sind bei den Beispielen und in den Zahlentafeln die Temperaturen in °C und die Längen in cm angegeben.

W. Nusselt.

Die Dampfwirtschaft in der Zuckerfabrik. Von Karl Abraham. Zweite vermehrte Auflage. Magdeburg 1912, Schallehn & Wollbrück. 175 S. Preis 6 *M*.

Das Buch, dessen erste Auflage vor 8 Jahren erschienen ist, ist für den eng begrenzten Kreis der Zuckertechniker, also für die Betriebschemiker und Ingenieure, welche die Verdampfanlagen der Zuckerfabriken einrichten oder leiten, geschrieben und bietet diesen eine sehr gute Grundlage für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Einrichtungen und für die möglichen Verbesserungen. Nach kurzen einleitenden Bemerkungen über die Wärmeberechnungen und die Arbeitsweisen der Zuckerfabriken behandelt der Verfasser den Dampfverbrauch der einzelnen Heizstellen, dann die Verteilung des Dampfes zum Zwecke der Dampfersparnis, die Einflüsse verschiedener Umstände auf die Wärmeübertragung, und den Schluß bilden Angaben über die Berechnung der Heizflächen und über den Einfluß der verschiedenen Betriebsverfahren auf den Dampfverbrauch. An manchen Stellen finden sich zwar Angaben und Behauptungen, die nicht mit den Versuchen und Berechnungen andrer Forscher übereinstimmen, deren Richtigkeit daher zweifelhaft ist, aber sie stören nur wenig den im ganzen guten Eindruck des Buches.

Das an sich lobenswerte Bestreben des Verfassers, alle Fremdwörter zu vermeiden, geht für manche Ausdrücke doch wohl zu weit; so kann man Verdeutschungen wie die folgenden: Kondensator durch Tauer, spezifische Wärme durch Wärmehalt, Kontraktion (von Lösungen) durch Schrumpfung, Zuckerfabrik durch Zuckerwerk u. a. m. kaum gutheißen.

Der Verlag hat dem Druck des Buches große Aufmerksamkeit gewidmet.

Dr. H. Claaßen.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Wissenschaftliche Volksbücher für Schule und Haus. Krupp in Essen. Von Dr. F. Müller. Hamburg und Berlin 1912, Alfred Janßen. 144 S. mit 20 Fig. Preis 1,50 *M*.

Das handliche Büchlein ist ein mit Genehmigung und Unterstützung der Kruppschen Werkleitung verfaßter Auszug aus dem bereits vergriffenen umfangreichen Werk von Prof. Dr. Friedrich Müller, »Krupps Gußstahlfabrik«, zum Teil vom Herausgeber bis auf die neueste Zeit ergänzt und erläutert. Es wendet sich entsprechend dem Zweck der verdienstvollen Sammlung, in der es erschienen ist, an einen weiteren Leserkreis und befaßt sich im wesentlichen mit allgemeinen Schilderungen der Arbeitsvorgänge in der Gußstahlfabrik. Dabei setzt es wenig Fachkenntnisse voraus. Daß es trotzdem in Kapiteln über die Physik und Chemie des Eisens, die Festigkeitsprüfung, oder über die Geheimnisse der Ballistik nie ermüdend wirkt, ist kennzeichnend für die flotte und anregende Schreibweise, die das Ganze vorteilhaft auszeichnet. Selbst der fachkundige Ingenieur wird die ihm ferner liegenden Kapitel »Die Kruppsche Kanone« und »Der Schießplatz Meppen« mit Behagen und nicht ohne Nutzen lesen. Mitteilungen über die Lebensgeschichte Alfred Krupps sind in den einzelnen Kapiteln verstreut zu finden. Bei der Darstellungsgabe des Verfassers ist es schade, daß er der einzigartigen Persönlichkeit Krupps nicht in einem besondern Abschnitt gerecht geworden ist.

Gr.

Versuche über den Reibungswiderstand zwischen strömendem Wasser und Bettsohle. Von H. Engels. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 10 S. mit 7 Fig. und 1 Taf. Preis 2,50 *M*.

Sonderabzug aus der Zeitschrift für Bauwesen 1912.

Sammlung Göschen. Nr. 580: Die Walzwerke. Einrichtungen und Betrieb. Von A. Holverscheid. Leipzig 1912, G. J. Göschensche Verlagshandlung. 163 S. mit 151 Fig. Preis 80 ₰.

Im Rahmen des durch die Göschenschen Bändchen gegebenen Umfanges spricht der Verfasser über das Walzwerk im allgemeinen, über Antrieb der Walzenstraßen, Kraftübertragung, Walzgerüste, Hülfseinrichtungen (Hebetische usw.), Wirkung und Kalibrierung der Walzen, Erzeugung des Stabeisens, Blech- und Draht-Walzwerke, Zurichterei, Rohr-, Radreifen-, Scheiben- und Wellrohrwalzwerke, Walzwerke für T-Eisen mit breiten neigungslosen Flanschen, über Kupfer-, Messingblech-, Nickel- und Blei-Walzwerke und schließlich über Tief- und Wärmöfen. Das kleine brauchbare Werk ist als Einführung für den Studierenden und Techniker gedacht und soll weiter dem Architekten, Richter und Kaufmann einen Ueberblick geben. Auch der bereits in der Praxis stehende Ingenieur wird sich darin über die Fortschritte auf dem Gebiete schnell unterrichten können. Die beigegebenen Zeichnungen ausgeführter Maschinen und Einrichtungen stammen durchweg von der Deutschen Maschinenfabrik A.-G., Duisburg. Gr.

Zukünftige Flugtechnik. Von E. Kreiß. Hamburg 1912, Selbstverlag. 15 S. mit 2 Briefen von O. Lilienthal. Preis 1 ℳ.

Eine scharfe Kritik der heutigen Flugzeuge, die als Drachen mit Schrauben in senkrechter Drehebene nicht stabil sind und übermäßig viel Kraft verbrauchen, führt auf die schon von Lilienthal ausgesprochene Forderung einer Schlagbewegung für den Auftrieb, der der Verfasser durch seinen Drehschlagpropeller gerecht geworden zu sein glaubt. Der Reinertrag der Broschüre ist zum Bau des Reform-Flugzeuges bestimmt.

Dieselmaschinen für Land- und Schiffsbetrieb. Von A. P. Chalkley, übersetzt von Dr. E. Müller. Berlin 1912, Julius Springer. 184 S. mit 90 Fig. Preis 8 ℳ.

Theorie der Wärmekraftmaschinen. — Arbeitsweise. — Bauart. — Aufstellung und Betrieb. — Untersuchung der Dieselmaschine. — Maschinen für Schiffsantrieb. — Zukunft der Dieselmaschine.

Statische Berechnung von Tunnelmauerwerk. Grundlagen und Anwendung auf die wichtigsten Belastungsfälle. Von O. Kommerell. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 170 S. mit 144 Fig. und 10 Taf. Preis 12 ℳ.

Schaffsteins Grüne Bändchen. 22. Bändchen: Krupp 1812/1912. Die Entwicklung der Firma durch hundert Jahre nach neuen Quellen dargestellt von W. Jutzi. Köln 1912, Hermann & Friedrich Schaffstein. 94 S. mit Fig. Preis 30 ₰.

Arbeiten der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft. Heft 222: Maschinenprüfungen. X. Hauptprüfung der Drillmaschinen, Vorprüfung neuer Geräte, Kassel 1911. Von Albert, Buchwald, Fischer, Görg, Schurig, Thiele. Berlin 1912, Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft. 77 S. mit 58 Fig. Preis 2 ℳ.

Die österreichische automatische Vakuum-Güterzugbremse in ihrem wahren Lichte. Luftsauge- oder Druckluftbremsen? Von R. Bruck. Wien 1912, Ludwig Wutschel. 79 S. mit 16 Fig. Preis 1,50 ℳ.

Die Wunder der Natur. Lieferung 7 und 8. Berlin, Leipzig, Stuttgart und Wien 1912, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. Preis der Lieferung 60 ₰.

Die Gesetze der Wasserbewegung im Gebirge und die Aufgaben der vaterländischen Wasserwirtschaft. Ein Wort der Mahnung an das deutsche Volk. Von K. E Ney. Neudamm 1911, J. Neumann. 375 S. Preis 12 ℳ.

Handbuch der Elektrizität und des Magnetismus. In fünf Bänden. Von Prof. Dr. L. Graetz. Bd. 1. Lieferung 1. Leipzig 1912, Johann Ambrosius Barth. 156 S. mit 122 Fig. Preis 6 ℳ.

Archiv für Elektrotechnik. 1. Band. 1. und 2. Heft. Von Dr.-Ing. W. Rogowski. Berlin 1912, Julius Springer.

Das Archiv soll eine Ergänzung der Elektrotechnischen Zeitschrift nach der wissenschaftlichen Seite hin bilden. Es sieht seine Hauptaufgabe darin, allen in der Elektrotechnik wissenschaftlich arbeitenden Ingenieuren ein Sammelpunkt zu sein. Seine Arbeiten werden vorwiegend auf einem Gebiet liegen, in dem technische und physikalische Fragen ineinander übergehen. Das Archiv wird daher auch für alle auf dem Grenzgebiet zwischen Physik und Elektrotechnik tätigen Physiker von Wert sein. Es erscheint in Heften, von denen 12 einen Band im Umfang von etwa 36 Bogen bilden. Der Preis des Bandes beträgt 24 ℳ, für Abonnenten der Elektrotechnischen Zeitschrift sowie Mitglieder des Verbandes Deutscher Elektrotechniker und des Elektrotechnischen Vereines 20 ℳ.

Wasser-Elektrizitätswerke, insbesondere die Konzessionen und deren Gebühr mit bezüglicher schweiz. Statistik. Von Dr. G. Wettstein. Zürich 1912, Rascher & Cie. 29 S. mit zahlreichen Tabellen.

Tabellen für Straßenbrücken aus einbetonierten Walzträgern. Von Dr.-Ing. O. Kommerell. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 47 S. mit 44 Fig. Preis 6,80 ℳ.

Bericht über die 32. ordentliche Hauptversammlung des Vereines deutscher Fabriken feuerfester Produkte, E. V. Zu beziehen durch die Geschäftstelle des Vereines deutscher Fabriken feuerfester Produkte, E. V., Köln a. Rh., und die Tonindustrie-Zeitung G. m. b. H., Berlin. 239 S. mit 98 Fig. Preis 2 ℳ.

Der Eisenbetonbau in Berechnung und Ausführung. Von K. Allitsch. 2. Auflage. Wien und Leipzig 1912, Franz Deuticke. 213 S. mit 87 Fig. Preis 6 ℳ.

Deutscher Ausschuß für Eisenbeton. Heft 20: Versuche mit Eisenbetonbalken zur Ermittlung der Widerstandsfähigkeit verschiedener Bewehrung gegen Schubkräfte. 3. Teil. Ausgeführt in der Materialprüfungsanstalt der Kgl. Techn. Hochschule in Stuttgart in den Jahren 1910 bis 1912. Von Dr.-Ing. C. Bach und O. Graf. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 122 S. mit 188 Fig. und 29 Zusammenstellungen. Preis 10,60 ℳ.

Vorschriften für die Lieferung von gußeisernen Röhren (Druck- und Abflußröhren). Erlaß des Ministers der öffentlichen Arbeiten vom 28. Juli 1912. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 12 S. mit 36 Fig. Preis 30 ₰.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Entwicklungsgeschichte und Herstellung der modernen elektrischen Lichtquellen. Von Linker. Forts. (Dingler 7. Sept. 12 S. 570/73*) Bogenlampen, Dauerbrand-, Flammenbogenlampen. Quecksilberdampflampen. Quarzlampen. Entwicklung der Glühlampe. Nernstlampe. Metallfadenlampen. Schluß folgt.

Ueber eine neue Metalldampflampe mit weißem Licht. Von Wolfke. (ETZ 5. Sept. 12 S. 917/19*) Versuche, das weiße Licht durch Zusetzen von Legierungen zu erhalten, die bei gewöhnlicher Temperatur starr sind: Kadmium-Quecksilberlegierung. Stromverbrauch, Zündvorrichtungen.

Bergbau.

Die neuen Tauchgeräte »Westfalia«. Von Grahn. (Glückauf 7. Sept. 12 S. 1448/51*) Die neue Taucherausrüstung für Arbeiten an Unterseebooten, Abteufarbeiten und sonstige Zwecke hat Atemvorrichtungen für Tiefen bis zu 50 m ohne Luftschlauch. Für kürzeres Verweilen unter Wasser bis zu 1 st wird eine Ausrüstung ohne luftdichten Anzug und ohne Helm hergestellt.

Le remblayage hydraulique au siège n° 3 des mines de Bruay. Von Doise. (Bull. Soc. Ind. min. Juli 12 S. 65/107*) Erfahrungen mit Spülversatz. Einzelheiten der nach oberschlesischen Vorbildern gebauten Anlagen. Kosten.

Das Spülversatzverfahren im In- und Ausland. Von Pütz. Forts. (Glückauf 7. Sept. 12 S. 1441/47*) Holland, Frankreich, Spanien. Schluß folgt.

Brennstoffe.

Ueber das Erdöl. Von Romberg. Forts. (Dingler 7. Sept. 12 S. 565/70*) Erdölverarbeitung. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Moderne Dampfkesseleinmauerung. Von Pradel. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 6. Sept. 12 S. 376/78*) Dampfkesseleinmauerung von Fränkel und Viebahn, bei der der Seitenzug mit dem Unterzug zu einem einzigen Heizkanal vereinigt ist. Dieser ist durch Wände so geteilt, daß die Heizgase ihn in Schlangenlinie durchziehen. Einmauerung eines Wasserrohrkessels mit zwei Wasserkammern nach Topf & Söhne.

Ueber Leistungsfähigkeit der verschiedenen Ekonomiserarten. Von Schulz. (Z. Dampfk. Maschbtr. 7. Sept. 12 S.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

373/76*) Unter den gleichen Verhältnissen und bei gleicher Leistung sind schmiedeiserne Rauchgasvorwärmer den gußeisernen überlegen. 26 Versuche an verschiedenen Bauarten.

Production et distribution de l'énergie électrique aux mines de Lens. Von Curelette. (Bull. Soc. Ind. min. Juli 12 S. 5/25) Mitteilungen über die Ausnutzung von Abfällen, Koksofengasen, Koksofenabhitze und Abdampf auf dem Kohlenbergwerk. Uebersicht über die Frisch- und Abdampfturbinen und Gasmaschinen. Verteilung und Verwendung des elektrischen Stromes. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Les chemins de fer de la banlieue de Bruxelles et la jonction Nord-Midi. Von Wiener. (Rev. gén. Chem. de Fer Sept. 12 S. 149/58* mit 3 Taf.) Allgemeine Angaben über die Linienführung und Bahnhofanlagen. Querschnitt durch den Tunnel. Veranschlagte Kosten.

The progress of Italian railways. (Engineer 6. Sept. 12 S. 241/44*) Entwicklung des Lokomotivparkes seit der Uebernahme der Bahnen durch den Staat im Jahre 1905.

Das Eisenbahnverkehrswesen auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Guillery. Forts. (Organ 1. Sept. 12 S. 293/94* mit 1 Taf.) Elektrische E-Drehstrom-Güterzuglokomotive. Wechselstromtriebwagen der Vorortbahn von Hamburg. Triebwagen mit elektrischen Speichern. Vierachsiger benzolelektrischer Triebwagen der preußisch-hessischen Staatsbahnen. Forts. folgt.

The Sixth Avenue subway of the Hudson and Manhattan Railroad. Von Burrowes. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 12 S. 807/45* mit 19 Taf.) Der zweigleisige Streckenabschnitt von der 12. bis zur 33. Straße enthält 5 Haltestellen. Linienführung, Tunnelquerschnitte, Bauvorgang, Kosten.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 6. Sept. 12 S. 256/57*) Elektrischer Verschiebebetrieb der New York, New Haven und Hartford-Bahn.

Entwicklung, gegenwärtiger Stand und Aussichten des elektrischen Vollbahnwesens. Von Soberski. Forts. (Organ 1. Sept. 12 S. 294/301* mit 2 Taf.) Leitungen der Bahn Blankenese-Hamburg-Ohlsdorf. Die Strecke Dessau-Bitterfeld und ihre Betriebsmittel. Schluß folgt.

Die Hamburger Hochbahn. Von Günthel. Schluß. (Deutsche Bauz. 4. Sept. 12 S. 613/18* mit 1 Taf.) Ausbildung der Haltestellen.

The Waterloo, Cedar Falls and Northern Ry., Waterloo, Iowa. (El. Railw. Journ. 24. Aug. 12 S. 274/79*) Die Gesellschaft betreibt die Straßenbahnen in Waterloo, das 30000 Einwohner hat, und in Cedar Falls, ferner etwa 50 km Ueberlandbahnen. Geschichte, Angaben über das rollende Gut, wirtschaftliche Ergebnisse usw.

Der Personalaufwand elektrischer Bahnen. Von Ertel. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Sept. 12 S. 523/28*) Betriebskosten und Personenaufwand. Statistische Angaben über 166 deutsche und österreichische private und staatliche Straßen- und Ueberlandbahnen. Schaulinien der Zahl der Angestellten, bezogen auf die Leistungen in Wagenkilometern.

The Tate flexible stay-bolt. (Engng. 6. Sept. 12 S. 336*) Der Stehbolzen für Lokomotivfeuerbüchsen, den die New York Central-Bahnen allgemein einführen wollen, hat einen Kugelkopf, der sich auf eine in den Außenmantel eingeschraubte Hülse aufsetzt und durch eine über die Hülse geschraubte Kappe bedeckt wird.

Der Lokomotivbau auf der internationalen Industrie- und Gewerbeausstellung in Turin 1911. Von Hammer. (Glaser 1. Sept. 12 S. 81/89*) Vergleich neuer Schnellzuglokomotiven mit denen älterer Bauart. Versuchstand der Knorr-Bremse A.-G. Entwicklung des Lokomotivbaues seit 1900 und Ausblick auf weitere Verbesserungen.

Note sur le chauffage par la vapeur appliqué aux voitures des chemins de fer du Midi. Von Bachellery. (Rev. gén. Chem. de Fer Sept. 12 S. 143/48*) Niederdruckdampfheizung nach Perdrizet mit gleichbleibendem Druck. Druckregler. Vorrichtung zum Ablassen des niedergeschlagenen Wassers. Arbeitsweise der Heizung.

Keeping records of wheel fits. (Am. Mach. 7. Sept. 12 S. 268/69*) Die Boston Elevated Ry. hat Beobachtungen über die zum Aufpressen gut sitzender Wagenräder erforderlichen Drücke angestellt. Erfahrungen auf andern Bahnlinien.

Cab signal and dispatching system. (Eng. News 29. Aug. 12 S. 386/88*) Die Zugfolge auf den elektrischen Bahnen der Indianapolis and Cincinnati Traction Co. wird durch Fahrleiter und selbsttätige Blocksignale geregelt. Der Fahrleiter ist über die Bewegung der Fahrzeuge unterrichtet und jederzeit mit dem Wagenführer telephonisch verbunden; in dem Führerstand werden die Signale durch Aufleuchten einer roten und grünen Glühlampe angezeigt. Beim Ueberfahren eines Gefahrpunktes werden die Luftbremsen selbsttätig ausgelöst.

Eisenhüttenwesen.

Niederrheinische Braunkohle im Martinwerksbetrieb. Von Simmersbach. (Stahl u. Eisen 5. Sept. 12 S. 1477/84*) Versuche über die Vergasung von Braunkohlenbriketts und die Verwendung des Gases im Martinofen. Ergebnisse von Temperaturmessungen und Untersuchungen des gewonnenen Stahles.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Maximum stresses in bascule trusses. Von Pagon. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 12 S. 865/68*) Die größte Beanspruchung im Untergurt eines beweglichen Trägers findet man aus den Beanspruchungen bei geschlossener und bei vollständig geöffneter Brücke.

The strength of columns. Von Lilly. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 12 S. 847/63*) Ableitung der Knickformel des Verfassers und Wiedergabe der Ergebnisse von Versuchen mit Säulen von verschiedenen Querschnitten. Quellenübersicht.

Notes on bridgework. Von Vilar y Boy. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 12 S. 799/806*) Berechnung frei aufliegender und einseitig eingespannter, durch Einzellasten beanspruchter Träger für Brücken.

Breitenbemessung, Verkehrslasten und Eigengewichte der Straßenbrücken. Von Bertschinger. (Verk. Woche 7. Sept. 12 S. 1101/08*) Die Breite der Straßenbrücken richtet sich nach der Gattung und Lage des Verkehrsweges, Art und Größe des Verkehrs und der Querschnittanordnung. Forts. folgt.

Der Wettbewerb um den Entwurf einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln. Von Bernhard. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Sept. 12 S. 1505/10*) S. Zeitschriftenschau vom 24. Aug. 12. Schluß folgt.

Tests of wrought-iron girders — a study. Von Mc Kippen. (Eng. Rec. 24. Aug. 12 S. 200/04*) Prüfung von zwei 6,8 m langen und 74 cm hohen Stegblechträgern aus Schweißeisen auf Biegefestigkeit. Die Träger dienten seit 1882 als Brückenträger einer Eisenbahnüberführung. Der Obergurt wurde durch Ausknicken zwischen zwei Nieten, der Untergurt durch Zerreißen des Winkels an der Nietstelle zerstört. Lage der neutralen Achse. Durchbiegung; Schaulinie der Dehnungen.

Die Risorgimento-Brücke über den Tiber in Rom. Von Marcus. Forts. (Arm. Beton Sept. 12 S. 341/46*) S. Zeitschriftenschau vom 24. Aug. 12. Schluß folgt.

Die Eisenbauten des umgebauten Bühnenhauses vom Königlichen Opernhaus in Berlin. Von Fischer. (Zentralbl. Bauv. 7. Sept. 12 S. 467/70*) Die Außenwände des Bühnenhauses sind durch Eisenfachwerkwände um 15,8 m erhöht worden. Die Schnürbodenträger sind als Zweigelenkträger ausgebildet. Grundriß der Hauptquerversteifungen.

Versuche mit Eisenbetonstützen. Von Lang. Schluß. (Arm. Beton Sept. 12 S. 334/36*) Versuche mit Würfeln aus Holz, Stein, Mörtel und Zement. Wirkung der Bewehrung.

Elektrotechnik.

Belastungsausgleich in elektrischen Kraftwerken (Pufferung). Von Schwaiger. Schluß. (ETZ 5. Sept. 12 S. 921/26*) Schwungradpufferung. Zusammenfassung.

Relay protective systems. Von Elden. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1411/33*) Uebersicht über amerikanische Ausführungen für Wechselstromanlagen mittlerer und großer Leistung.

A hydroelectric plant for construction work. Von Ensign. (Eng. Rec. 24. Aug. 12 S. 209/11*) Das Kraftwerk liegt 12 km südöstlich von Boise und enthält 3 Turbinen von je 725 PS bei 180 Uml./min und 7.3 m Gefälle. Die Dynamomaschinen liefern Drehstrom von 2300 V, der auf 22000 V gebracht und 27 km weit nach dem Arrowrock-Staudamm geleitet wird.

A new Pennsylvania Railroad power plant. (Iron Age 29. Aug. 12 S. 443/46*) Das dargestellte Kraftwerk in Cleveland, O., enthält drei 750 KVA-Drehstrom-Turbodynamos für 2200 V und 60 Per./sk und dient zum Betrieb einer Erzverladeanlage, die aus 4 Schwinghebelentladern mit 17 t-Greifern und aus einer fahrbaren Verteilbrücke besteht. Die Entlader werden mit Gleichstrom von drei 500 KW-Umformern versorgt und sind mit je 7 Motoren von 300 bis 25 PS ausgerüstet.

Pennsylvania Water and Power Co. (El. World 24. Aug. 12 S. 395/400*) Das Elektrizitätswerk am Susquehanna bei Holtwood enthält sechs Francisturbinen mit stehenden Wellen, die drei 7500 und drei 10000 KW-Drehstromdynamos von 11000 V und 25 Per./sk antreiben. Der Strom wird in 6 Transformatoren auf 70000 V gebracht und 64 km weit geleitet. Maschinenhaus, Fernleitungen.

Ein neues Verfahren zur Spannungsregelung von selbsterregten Gleichstrommaschinen, insbesondere Nebenschlußmaschinen, in sehr weiten Grenzen. Von Osnos. (El. u. Maschinenb. Wien 8. Sept. 12 S. 741/44*) Beim Regeln der Spannung durch Aendern der mittleren Induktion B_m war man bei sich selbst erregenden Dynamos bisher dadurch beschränkt, daß B_m nicht unter eine gewisse Grenze abnehmen durfte. Nach dem neuen Verfahren wird zwar auch der gesamte Kraftlinienfluß verändert, aber ein Teil davon innerhalb der Grenze erhalten. Betriebsergebnisse.

Ueber die Nutzbremsung von Wechselstrom-Kommutatormotoren mit Seriencharakteristik. Von Niethammer und Siegel. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 8. Sept. 12 S. 745/50*) Repulsionsmotoren mit Ständererregung und mit Ankererregung. Lei-

stungsfaktor der Wechselstrom-Kommutatormotoren mit Reihencharakteristik beim Betrieb als Stromerzeuger. Zusammenfassung.

Localizers, suppressors, and experiments. Von Creighton und Whittlesey. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1435/64* mit 11 Taf.) Die Vorrichtungen dienen zum Anzeigen von Erdschlüssen und zum Auslöschen der Lichtbögen in Schaltanlagen. Versuche.

The use of naked aluminium wire in electromagnets. Von Stratton. (El. World 24. Aug. 12 S. 400/02*) Erfahrungen mit oxydierten Aluminiumdrähten ohne Umspinnung. Ersparnisse an Kosten, Gewicht. Vergleich mit umsponnenen Kupferdrähten.

Neuere Kabelschutzhüllen und -abdeckungen. Von Schmidt. (ETZ 5. Sept. 12 S. 926/27*) Schutzhüllen aus Ton, Zement und Beton. Schnittzeichnungen, Abmessungen. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

The Colorado River siphon at Yuma, Arizona. Von Sellew. (Eng. News 29. Aug. 12 S. 377/85*) Uebersicht über das Bewässerungsgebiet des Colorado-Flusses. Querschnitt, Wasserstände und Untergrund-Verhältnisse des Flusses. Einlaufbauwerk. Bau des Dükers.

Leerschuß- und Sturzbettanordnungen an Wasserkraftanlagen. Von Rümelin. (Zentralbl. Bauv. 7. Sept. 12 S. 470/71*) Der Zweck des Leerschusses, die lebendige Kraft des durchströmenden Wassers zu vernichten, wird durch einen kräftigen Absturz oder bei größeren Wassermengen durch ein Tosbecken erreicht. Beispiel einer Anlage.

Calculation of the Keokuk dam. (Eng. Rec. 24. Aug. 12 S. 219/20*) Zeichnerische Ermittlung und Zusammenstellung der Spannungen.

Gießerei.

Moulding handles on pot castings. (Engng. 6. Sept. 12 S. 320*) Bei solchen Formen, die nicht in der Topfachse geteilt sind, kann man die Henkel entweder mittels verlorener Kerne oder mittels zweier Modellhälften formen, die vor dem Ausheben in das Topfmodell zurückgezogen werden.

Hochbau.

Ein neuzeitlicher Aussichtsturm. Von Hommel. (Arm. Beton Sept. 12 S. 329/34*) Der 25 m hohe Turm ist in drei Teile gegliedert: den achteckigen Unterbau, den runden mittleren Turmteil und den zwölfeckigen Aufbau mit Kuppel. Mit Ausnahme der hölzernen Kuppel sind alle Bauteile aus Eisenbeton hergestellt.

Luftschiffahrt.

Der Nieuport-Eindecker. Von Rozendaal. (Z. f. Motorluftschiffahrt 31. Aug. 12 S. 211/13* mit 1 Taf.) Erfolge des Flugzeuges. Ausführliche Zeichnungen des Rumpfes, der Tragflächen und der Verbände. Forts. folgt.

Luftschrauben-Untersuchungen der Geschäftstelle für Flugtechnik des Sonderausschusses der Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie. Von Bendemann. Schluß. (Z. f. Motorluftschiffahrt 31. Aug. 12 S. 206/11*) Versuche mit prismatischen Flügeln. Vergleichende Versuche mit verschiedenen Flügeln.

Maschinenteile.

Charts for helical springs. Von Halsey. (Am. Mach. 7. Sept. 12 S. 271/74*) Das dargestellte Federdiagramm läßt die Wahl der zulässigen Beanspruchung und der Elastizitätsziffer des Federstahles frei.

Absperrorgane, durch den Auftrieb von Flüssigkeiten betätigt. Von Fichtl. (Gesundhtsing. 7. Sept. 12 S. 701/07*) Theoretische Erörterung und Konstruktion verschiedener Absperrvorrichtungen, die durch den Auftrieb der Flüssigkeiten betätigt werden.

Ueber eine wünschenswerte Berichtigung am Hartung-Regulator. Von Dubois. (Dingler 7. Sept. 12 S. 561/65*) Veränderliche Unempfindlichkeit und Stellkraft beim gewöhnlichen Hartung-Regler lassen sich durch Anwendung der Corliss-Schränkung erreichen. Die Eindeutigkeit der Lösung. Theorie des alten Hartung-Reglers mit rechtem Winkel zwischen Pendelhebelarmen. Theorie des verbesserten Reglers mit stumpfem Winkel zwischen den Pendelarmen. Forts. folgt.

Materialkunde.

Anwendung der Kinematographie zur Ermittlung der Stoßkraft bei Schlagversuchen. Von Höniger. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Sept. 12 S. 1501/05*) Der Verfasser hat mit dem Kinematographen die Bewegungsvorgänge beim Schlag an einem Pendelhammer aufgenommen und daraus die Abhängigkeit der Stoßkräfte von den Formänderungen abgeleitet.

Das Gefüge des gehärteten Stahles. Von Hanemann. Schluß. (Stahl u. Eisen 5. Sept. 12 S. 1490/94* mit 1 Taf.) Abschreckvorgänge. Gefügebestandteile der angelassenen Stähle. Anlaßvorgänge. Das Härten von Kohlenstoffstahl. Zusammenfassung.

Rationelle Bestimmung der zweckmäßigsten Betonzusammensetzung mittels der »Reform-Prüfmaschine«. Von Färber. (Deutsche Bauz. 7. Sept. 12 Beil. S. 133/35*) Prüfung von Betonbalken auf der in Zeitschriftenschau vom 27. Juli 12 erwähnten Maschine mit verschiedenen Zuschlagstoffen und Mischverhältnissen. Das Prüfverfahren ermöglicht die Ermittlung des günstigsten Verhältnisses von Festigkeit zu Kosten.

The hardwood timbers of New South Wales. (Engng. 6. Sept. 12 S. 309/10*) Bericht über amtliche Versuche mit 11 nordaustralischen und 7 südaustralischen Holzarten, insbesondere auch über die Eignung der Hölzer für Straßenpflaster.

Meßgeräte und -verfahren.

Entwicklung, Aufgaben und Fortschritte des praktischen Messens der hohl- und vollzylindrischen Maschinenteile. Von Ruppert. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Sept. 12 S. 1490/95*) Vorteile der einfachen Grenzlehre. Mittel gegen das Verwechseln von Lehren. Abnutzung. Prüfen und Wiederherstellen der Genauigkeit. Zerlegbare Lehren.

La thermométrie et la pyrométrie industrielles. Von Grandmougin. (Génie civ. 7. Sept. 12 S. 376/79*) Wärmemeßgeräte, die die Ausdehnung von Flüssigkeiten benutzen; ihr Bereich geht von -200^0 bis $+750^0$. Meßgeräte, die die Abhängigkeit des Widerstandes des elektrischen Stromes von der Temperatur benutzen: Meßbereich -200^0 bis $+900^0$. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Circular milling attachment work. Von Baker. (Am. Mach. 7. Sept. 12 S. 264/66*) Anwendung der Vorrichtung bei Cincinnati-Fräsmaschinen mit wagerechter und mit senkrechter Spindel.

Maschinelle Rohrverzinkung. Von Buchert. (Stahl u. Eisen 5. Sept. 12 S. 1487/89*) Ein Kran bringt das Rohr vom Lagerplatz zur Beize, bewegt es hier hin und her und bringt es dann zum Zinkkessel. Das Rohr wird dann von einer besondern Vorrichtung herausgeholt, abgestreift, durch Anschlagen gegen einen Rost vom überflüssigen Zink im Innern befreit, rollt in einen Wasserkasten, wird abgekühlt und von einem Förderstern herausgehoben.

Pumpen und Gebläse.

Transmission dynamique par liquide sous pression Von Mortier. (Bull. Soc. Ind. min. Juli 12 S. 41/50*) Schnittzeichnungen und Wirkungsweise einer als Motor laufenden Pumpe mit 3 sternförmig um eine Achse angeordneten Zylindern.

Ueber rotierende Luftpumpen und rotierende Kondensatoren. Von Gutmann. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 6. Sept. 12 S. 566/70*) Der Rotationskondensator von Kolb. Sein hoher Wasser- und Kraftverbrauch läßt sich vermeiden, wenn man den äußeren Leitring samt seiner düsenartigen Verengung mit dem Schaufelrad vereinigt und an der Drehung teilnehmen läßt. Versuche. Theoretische Erörterungen. Schluß folgt.

Machines soufflantes d'aciéries construites par la maison Leflaive & Cie. Von Dantin. (Génie civ. 7. Sept. 12 S. 373/76* mit 1 Taf.) Stahlwerks-Dampfgebläse der Société de Senelle-Maubeuge für 1000 cbm/min Ansaugleistung, 2,5 at Winddruck mit Collmann-Steuerung und Hoerbiger-Ventilen.

Note sur l'installation de deux ventilateurs actionnés par moteurs électriques à courant triphasé dont un à vitesse variable, aux mines de l'Escarpelle. Von Lacroix. (Bull. Soc. Ind. min. Juli 12 S. 27/40* mit 1 Taf.) Die beiden Ventilatoren für 60 cbm/sk bei 227 Uml./min und 80 cbm/sk bei 277 Uml./min arbeiten auf einen Wetterschacht für zwei 1500 m voneinander abliegende Förderschächte und werden durch Riemen von zwei Drehstrommotoren für 500 V angetrieben. Der eine Motor läuft dauernd mit rd. 750, der andre mit 300 bis 750 Uml./min. Betriebserfahrungen.

Schiffs- und Seewesen.

The German motor-driven ship »Monte Penedo«. (Engng. 6. Sept. 12 S. 315/19*) Darstellung der einfachwirkenden Zweitaktmaschinen von 850 PS bei 160 Uml./min mit 4 Zylindern von 470 mm Dmr. und 680 mm Hub. Hülfs-Dieselmaschinen von je 50 PS bei 425 Uml./min für Druckluft- und Stromerzeugung. Einbau der Maschinen.

World's largest bulk freighters built on the Great Lakes. (Int. Marine Eng. Sept. 12 S. 345/52*) Die beiden Frachtdampfer der Shenango Steamship and Transportation Co., Pittsburg, sind 188 m lang, 19,5 m breit und können bei 6,1 m Tiefgang je 13200 t laden. Zum Antrieb dienen Vierzylindermaschinen von rd. 2600 PS bei 90 Uml./min. Ergebnisse von Probefahrten.

Liquid fuel measurement on oil-burning steamships. Von Towle. Forts. (Int. Marine Eng. Sept. 12 S. 355/58*) Ermittlung des Behälterinhaltes aus dem Tiefgang unter Berücksichtigung des Trimms.

Umsteuerschrauben für große Leistungen. Von Helling. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Sept 12 S. 1487/89*) Einfluß der Größe von Umsteuerschrauben auf Flächendruck, Stoffbeanspruchung und Kraftbedarf und Vorteile gegenüber dem Wendegetriebe und der unmittelbaren Umsteuerung. Umsteuerschrauben für 2 × 600 PS von Th. Zeise in Altona für eine 60 PS-Dieselmaschine sowie für Motor und Unterseeboote.

Straßenbahnen.

A brief description of a modern street railway track construction. Von Polk. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 12 S. 791/97*) Straßenbahnoberbau aus Eisenbeton mit eisernen Querschwellen und zwischen Ziegeln eingebetteten Kopfschienen der Springfield Traction Co.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Blast furnace gas engine plant of 60000 hp. Von Tupper. (Iron Age 29. Aug. 12 S. 458/61*) Mitteilungen über das Kraftwerk der Gewerkschaft Deutscher Kaiser in Bruckhausen mit 12 doppeltwirkenden Viertakt-Gasmaschinen in Tandem- und Zwillingstandem-Anordnung von Thyssen & Co., wovon vier je eine 1450 KW-, fünf je eine 2000 KW- und drei je eine 4500 KW-Dynamo antreiben. Schnittzeichnung der Gasmaschinen. Das Gebläsehaus enthält 7 Gasgebläse.

Zur Berechnung der Ladepumpen der Körting-Zweitaktmaschine. Von Borth. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Sept. 12 S. 1496/1501*) Ableitung eines Verfahrens zum Berechnen der Ladepumpen. Beispiel für Betrieb mit Hochofengasen von verschiedenem Heizwert.

Wasserkraftanlagen.

The runaway speed of waterwheels and its effect on connected rotary machinery. Von Mead. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1391/1412*) Erörterungen über die Geschwindigkeit, die beim plötzlichen Entlasten vollbelasteter Turbinen auftritt und für den Bau der Dynamo zu berücksichtigen ist.

Wasserversorgung.

Construction of a high-service reservoir at Baltimore, Md. Von Beatty. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 12 S. 869/87* mit 7 Taf.) Das Ashburton-Becken der Wasserwerke Baltimore liegt 137 m hoch und wird durch einen Erddamm mit Lehmabdichtung abgeschlossen. Ausführliche Mitteilung über den Bau.

Werkstätten und Fabriken.

Car shops for an electric railway. (Eng. News 29. Aug. 12 S. 396/400*) Die Ausbesserwerkstätten der Milwaukee Electric Railway Light Co. bedecken 417 ar und können 1200 Wagen aufnehmen. Schnitt durch die Hauptwerkstätte und die Lackiererei. Die Arbeitsgruben sind aus Eisenbeton hergestellt. Krananlagen.

Rundschau.

Die Reibung geschmierter Maschinenteile.

Während bisher im allgemeinen angenommen wurde, daß für die Schmierfähigkeit der Oele außer der inneren Reibung oder Zähigkeit die äußere Reibung oder Schlüpfrigkeit von ausschlaggebender Bedeutung sei, ist Prof. Dr. Ubbelohde[1]) auf Grund von neueren Forschungen zu dem Ergebnis gekommen, daß nur die Zähigkeit und die Kapillarität des Oeles für seine Wirkung im Lager in Betracht kommen[2]). Zum Schmieren sind nur benetzende Flüssigkeiten geeignet, da nur diese das Bestreben haben, sich durch Kapillarität dahin zu drängen, wo Zapfen und Lager sich am nächsten sind und die Gefahr der Berührung und Anfressung des Lagers am größten ist.

Außer der Eigenschaft des Benetzens kommt nur noch die Zähigkeit in Betracht, die durch das in der Physik übliche Meßverfahren und durch verschiedene technische Meßverfahren ermittelt werden kann. Solche sind z. B. das Englersche Viskosimeter (Deutschland), das Sayboldsche (Amerika), das Redwoodsche (England), das Barbeysche (Frankreich) usw. Die in der Physik üblichen Messungen geben Werte, die der Zähigkeit proportional und unabhängig von der Art der Versuchsausführung sind. Die technischen Verfahren dagegen sind an bestimmte Vorrichtungen mit vorgeschriebenen Abmessungen gebunden. Die mit ihnen erhaltenen Werte unterscheiden sich von denen der physikalischen Untersuchungen nicht nur dadurch, daß sie oft eine andre Maßeinheit haben, sondern sie sind auch der Zähigkeit nicht proportional, z. B. ist ein Oel mit der Engler-Zahl 2 nicht doppelt so zähe wie ein anderes mit der Engler-Zahl 1; sie sind auch nicht immer miteinander vergleichbar und nicht ohne weiteres in das physikalische Maßsystem umzurechnen. Die unmittelbare physikalische Messung ist jedoch schwierig. Einen Weg, die Angaben der technischen Prüfvorrichtungen in Angaben nach physikalischem Maßsystem umzurechnen, hat Ubbelohde schon früher durch seine Zahlentafeln für den Engler-Viskosimeter gewiesen[3]). Die hierfür in Frage kommende theoretisch abgeleitete und durch Versuche näher bestimmte Gleichung erlaubt aus den Engler Graden die sogenannte Zähigkeitszahl

$$Z = 4{,}072\,E - \frac{3{,}513}{E}$$

zu berechnen.

Hierin bedeutet E die Engler-Zahl und Z die von Ubbelohde eingeführte Zähigkeitszahl, die der spezifischen Zähigkeit schon sehr nahe kommt (vergl. folgende Gleichung) und unmittelbar als technisches Maß benutzt werden kann.

Mit Hülfe der Zähigkeitszahl wird sodann nach der Gleichung $z = Zs$ die spezifische Zähigkeit z (bezogen auf die Zähigkeit des Wassers von $0^0 = 1$) gefunden und nach der Gleichung $\eta = Zs\,0{,}01797\ \mathrm{cm}^{-1}\,g\,\mathrm{sk}^{-1}$ die absolute Zähigkeit η im CGS-System. In diesen Gleichungen bedeuten s das spezifische Gewicht der Flüssigkeit bei der Versuchstemperatur und der Zahlenfaktor 0,01797 die Zähigkeit des Wassers von 0^0 im CGS-System.

[1]) Mitteilung aus dem Chem.-Techn. Institut der Technischen Hochschule zu Karlsruhe, Zeitschrift Petroleum Nr. 14 vom 17. April 1912 u. f.

[2]) s. a. Z. 1912 S. 1411 u. f.

[3]) Verlag von S. Hirzel, Leipzig 1907.

Auf Grund dieser Gleichungen sind die erwähnten Zahlentafeln von Ubbelohde berechnet worden.

Die Zähigkeitszahl hat eine besondere Bedeutung für den internationalen Verkehr, weil sie ermöglichen würde, die Angaben aller technischen Zähigkeitsmesser miteinander zu vergleichen, sobald man deren Beziehungen zur Zähigkeitszahl ebenso festgestellt haben wird, wie es für das Englersche Viskosimeter bereits geschehen ist. Mit der Ausarbeitung der hierfür notwendigen Zahlentafeln sind gegenwärtig die nationalen Abteilungen der internationalen Petroleum-Kommission beschäftigt.

Die äußere Reibung, d. h. die Reibung zwischen der Flüssigkeit und der angrenzenden festen Lagerwand, ist nach den neueren Versuchsergebnissen für die Ableitung des hydrodynamischen Widerstandes im geschmierten Maschinenlager vollständig zu vernachlässigen. Die irrtümliche Annahme eines derartigen Einflusses hatte jedoch dazu geführt, die Schmiermittelprüfung in falsche Bahnen zu lenken. Irreführend war insbesondere eine umfassende Versuchsarbeit gewesen, die auf Veranlassung des Schmiermaterial-Komitees im Nieder-österreichischen Gewerbeverein ausgeführt worden war[1]). Durch diese Arbeit glaubte man, die sogenannte Adhäsionszahl als höchst wichtige Eigenschaft des Schmiermittels bestimmt zu haben. Die Adhäsionszahl erschien als eine besondere, zahlenmäßig von 0,1 bis 62 schwankende Eigenschaft des Schmiermittels, die das Verhalten des Oeles zur festen Wand kennzeichnete und von ausschlaggebendem Einflusse für den Schmiervorgang sein sollte. Dieser Trugschluß war darin begründet, daß man die Zähigkeitsangaben nach dem technischen Maßsystem des Englerschen Viskosimeters als proportionalen Ausdruck für die Zähigkeit angesehen hatte. Nach Anwendung der Ubbelohdeschen Zahlentafeln für das Englersche Viskosimeter auf die Ergebnisse stellte sich heraus, daß die Adhäsionszahl ohne Bedeutung ist.

Beim Vergleich der theoretischen Studien von Petroff, Sommerfeld und anderer über die Gesetze der Reibung im geschmierten Maschinenlager mit praktischen Untersuchungen von Stribeck hat sich gezeigt, daß zwar in großen Zügen eine Uebereinstimmung zwischen Theorie und Versuch besteht, daß aber auch sehr erhebliche Unterschiede vorhanden sind. Diese Abweichungen sind auf Erschütterungswiderstände in der Schmierschicht (kritische Geschwindigkeit) und auf die auftretende trockne Reibung im Lager zurückzuführen, die durch unmittelbare Berührung von Lagerschale und Zapfen hervorgerufen wird. Aus weiteren Versuchen von Ubbelohde geht aber hervor, daß Oele gleicher Zähigkeit immer dieselbe Reibungszahl im Lager haben, selbst wenn sie sonst ganz verschiedene Beschaffenheit aufweisen.

Aus diesen Feststellungen ergibt sich zunächst, daß es falsch ist, irgend einem Oele besonderer Herkunft oder besonderer Herstellungsart, z. B. einem besonders raffinierten Oel an sich eine höhere Schmierfähigkeit beizumessen, als einem andern; denn nur auf die Zähigkeit des Oeles kommt es im rein mechanischen Sinn an. Besondere Umstände

[1]) Vergl. Bericht über die Ziele und den Stand der Arbeiten des Schmiermaterial-Komitees im Niederösterreichischen Gewerbeverein in Wien vom 11. Dezember 1899. Ferner Allgemeine Oesterreichische Chemiker- und Techniker-Zeitung 1898 Nr. 12 und 1899 Nr. 11.

spielen eine Rolle in den Fällen, in denen das Oel chemischen Veränderungen ausgesetzt ist, z. B. an Heißdampfzylindern, Luftkompressoren usw.

Eine weitere Folgerung betrifft die heute übliche mechanische Schmiermittelprüfung auf besonderen Prüfmaschinen. Die Schmiermittel werden heute in der Weise auf mechanischem Wege geprüft, daß man die Reibungszahlen feststellt, welche irgend ein Oel unter den verschiedenen Bedingungen des Druckes und der Geschwindigkeit auf den Prüfmaschinen ergibt. Nun hängen aber die Reibungszahlen ganz allein von der Zähigkeit der Oele ab. Wenn man also mehrere Oele verschiedener Zähigkeit geprüft und auf diese Weise ein für allemal die den einzelnen Zähigkeiten zugehörigen Reibungszahlen auf der betreffenden Oelprüfmaschine ermittelt hat, so kann man diese Reibungszahlen ohne weiteres auf jedes Oel gleicher Zähigkeit übertragen. Man kann also alle Reibungszahlen auf diesen Maschinen voraussagen und die fortlaufenden Untersuchungen einzelner Oele, die heutzutage in verschiedenen Prüfanstalten ausgeführt werden, sind überflüssig. Die Ursache, weswegen man diesen Zusammenhang nicht erkannt hat, liegt daran, daß man die Zähigkeit, also die Zahl, auf die es hier ganz allein ankommt, nicht in einem solchen Maßsystem bestimmt hat, das der Zähigkeit proportional war, nämlich nicht als »spezifische Zähigkeit«, sondern in technischen Maßsystemen, die man nicht als Vergleichmaßstab der Zähigkeit in Rechnung stellen darf.

Aber nicht nur die Zähigkeit des Schmiermittels, der Lagerdruck und die Geschwindigkeit sind von Einfluß auf die Höhe der Reibungszahl, sondern auch die Form des Lagers, insbesondere auch recht wesentlich der Unterschied der Halbmesser von Lagerschale und Zapfen. Die Oelprüfmaschinen berücksichtigen nun den Einfluß der Lagerform überhaupt nicht. Gerade die Maschinen, die am meisten benutzt werden, weichen sogar in der Form der Reibflächen häufig vollständig von den gebräuchlichen Lagern ab. So hat die Martens-Maschine für gewöhnliche Prüfungen an Stelle der Lagerschale nur drei schmale Stege. Hierdurch wird der hydrodynamische Vorgang im Lager erheblich beeinflußt, und die ermittelten Reibungszahlen sind unrichtig. Damit wird aber die Maschine für die laufenden Oelprüfungen überhaupt wertlos.

Neben der Flüssigkeitsreibung tritt im geschmierten Maschinenlager fast immer auch trockne Reibung auf und verursacht einen großen, unter Umständen weit überwiegenden Teil des gesamten Reibungswiderstandes im Lager und mehr oder weniger starke Anfressungen oder Auslaufen des Lagers. Die trockne Reibung kann man zwar nicht ausschließen; doch gibt es in der Graphitschmierung ein Mittel, um die unvermeidliche trockne Reibung zu verkleinern. Der fein verteilte Graphit füllt die Poren der Oberflächen gleichmäßig aus, wodurch die Reibung verringert wird. Die reine Graphitschmierung eignet sich aber in den meisten Fällen nicht zum Ersatz der Oelschmierung, weil die Reibungszahl bei trockner Reibung meist doch um ein Vielfaches größer ist als bei Flüssigkeitsreibung, und auch die Zuführung des pulverförmigen Schmiermittels zu den Gleitflächen macht viel Schwierigkeiten. Eine Vereinigung der Graphitschmierung mit der Oelschmierung würde nun die größten Vorteile haben, indem der Graphit den Teil der gesamten Reibung sehr stark herabsetzen würde, der dann auftritt, wenn Zapfen und Lager sich unmittelbar berühren (trockne Reibung), während im übrigen die Vorteile der Oelschmierung vollständig erhalten bleiben.

Einen wesentlichen Fortschritt zur Einführung einer solchen gemischten Schmierung bedeutet das Verfahren von Edward G. Acheson. Hierbei wird künstlicher Graphit verwendet, der im elektrischen Ofen hergestellt und schon lange für viele Zwecke in großen Mengen benutzt wird. Für die Lagerschmierung sind zwei seiner Eigenschaften von besonderer Bedeutung: Erstens besteht der künstliche Graphit aus nahezu reinem Kohlenstoff, während der natürliche Graphit wechselnde Mengen andrer Bestandteile enthält, die das Lager anfressen und deshalb die Anwendung des Graphits für Schmierzwecke immer etwas gefährlich erscheinen lassen. Zweitens wird der Acheson-Graphit durch eine besondere Herstellung zu einem so außerordentlich feinen Pulver zerkleinert, daß die Teilchen die Brownschen Molekularbewegungen zeigen und sich nicht zu Boden setzen[1]). Nach Messungen im Ultramikroskop sind die Teilchen von der Größenordnung 100 $\mu\mu$.

Dieser Graphit wird in Deutschland von der Deutschen Acheson-Oildag Co. in Berlin als Paste in zwei Formen in den Handel gebracht. Die eine enthält außer Graphit Wasser und die andre Oel. Zum Schmieren verwendet man Mischungen der Oelpaste mit beliebigem Oel, und zwar setzt man nur kleine Mengen, etwa 1 vH Oelpaste dem Oel hinzu und mischt ordentlich durch Umrühren. Die so erhaltene Mischung wird wie gewöhnliches Schmieröl verwandt und saugt sich auch durch Schmierdochte usw., ohne den Graphit auszuscheiden. Ueber die reibungsvermindernde Wirkung der Oelpastenschmierung liegen mehrere Versuchsergebnisse vor: Prof. C. H. Benjamin von der Purdue-Universität hat festgestellt[1]), daß bei dem allerdings geringen Lagerdrucke von 8,7 kg/qcm und 500 Uml/min der Reibungswiderstand eines Lagers bei Zumischung von 1/2 vH Graphitpaste zum Oel nur 60 vH von dem betrug, den das reine Oel ergab. Nach einer Stunde betrug der Reibungswiderstand sogar nur noch 50 vH. Nach Prof. Charles F. Mabery[2]) liegen die Reibungszahlen nach Zumischung der Graphitpaste zum Oel wesentlich tiefer als bei reiner Oelschmierung; schon bei einer Zumischung von 0,35 vH Graphit wird die Ausdauerfähigkeit des Oeles bedeutend größer, und man kann die Oelmenge auf die Hälfte vermindern. Mit einer Carpenter-Prüfmaschine wurden die in

Fig. 1.

Fig. 1 wiedergegebenen Schaulinien für die Reibungszahlen von reiner Oel- und von Oelpasten-Schmierung bei 84 kg/qcm Lagerdruck und 444 Uml./min ermittelt. Bei diesen Versuchen wurde nach 120 min der Oelzulauf abgestellt, und das mit Graphit vermischte Oel hielt etwa sechsmal länger aus als das Oel allein.

Seilschwebefähre der Zuckerfabrik Panggoongredjo über den Metro-ravyn bei Kepandjen auf Java. Das Plantagengebiet der Zuckerfabrik Panggoongredjo ist durch verschiedene tiefe Flußeinschnitte auseinander gerissen, von denen namentlich das Tal des Metro-ravyn den Verkehr zwischen der Fabrik und den verschiedenen Feldern störte. Die Entfernung der beiden Uferränder ist verschieden, sie beträgt 290 bis 400 m. Die Talränder selbst liegen in nahezu gleicher Höhe.

Um die Nachteile zu beseitigen, die dieses Tal für den Betrieb der Plantage und der Fabrik mit sich brachte, gab es zwei Mittel: man konnte den Fluß entweder mit einer festen steinernen oder eisernen Brücke überspannen, oder aber eine Schwebefähre einrichten. Die Brücke würde in ihren Anlagekosten, einerlei ob aus Eisen oder Stein hergestellt, sehr teuer gekommen sein und daher alljährlich ein recht beträchtliches Kapital für Verzinsung und Tilgung verlangt haben. Der Verkehr über die Brücke würde dagegen einfach, billig und bequem gewesen sein, wobei die Unterhaltung, namentlich einer steinernen Brücke, kaum Ausgaben verursacht hätte; für eine eiserne Brücke würde immerhin der in den Tropen im Jahre 1 1/2- bis 2 mal zu wiederholende Anstrich Unkosten mit sich gebracht haben. Eine Brücke hätte bei dem breiten Flußtal aber nur mit einigen Pfeilern erbaut werden können und wäre daher ständig durch Hochwasser bedroht gewesen.

Für eine Schwebefähre mit Seilen als Fahrbahn liegen die Verhältnisse wesentlich anders. Sie ist in der Anlage bedeutend billiger als eine Brücke, verlangt dagegen laufende Betriebsausgaben für die Abwicklung des Verkehrs, indem die Lokomobile Feuerholz und Bedienung braucht und der Betrieb, das Aufschieben und Abziehen der Wagen Löhne erfordert. Außerdem sind für Unterhaltung und Erneuerungen Kosten aufzuwenden. Die Gesamtsumme der Ausgaben für eine maschinell betriebene Schwebefähre wird jedoch in keinem Fall die Höhe der Verzinsungs- und Tilgungskosten einer festen Brücke erreichen. Außerdem können die Tragseile der Fahrbahn einer Fähre über das ganze Flußtal frei ohne jede Unterstützung hinweggespannt werden, so daß irgend eine Bedrohung der Fähre durch Hochwasser ausgeschlossen ist. Schließlich spricht noch der Punkt zugunsten der Schwebebahn, daß sie bei etwaiger Verlegung des Betriebes späterhin bequem von einem Punkt zum andern versetzt werden kann

---

[1]) s. Z. 1907 S. 1240.

[1]) s. Zeitschrift des Bayerischen Revisions-Vereines 1908 S. 5.

[2]) Journal of the American Society of Mechanical Engineers 1910.

und dabei nur geringe Abänderungen nötig macht. Was die Betriebsicherheit anlangt, so sind beide Fördermittel, die Brücke sowohl wie die Fähre, völlig gleichwertig.

Nach sehr sorgfältiger Erwägung entschloß man sich schließlich für die Wahl des billigeren Mittels, indem man von dem anfänglich bevorzugten Plan einer festen Brücke abging, und wählte die Schwebefähre, mit deren Konstruktion die Fabrik für Drahtseilbahnanlagen von Adolf Bleichert & Co. in Leipzig-Gohlis betraut wurde.

Anfänglich glaubte man, mit einer einfachen Form auszukommen, bei der über das Flußtal hinüber ein Tragseil gespannt werden sollte, auf dem nur ein Hängebahnwagen vorgesehen war, der im Pendelverkehr hin- und herfahren und dabei von der einen Seite des Flusses die vollen Zuckerrohrwagen zur Fabrik hinüberbringen und von der andern Seite die leeren Wagen wieder auf das andre Ufer zurückschaffen sollte. Die Leistungsfähigkeit einer Anlage dieser Art wäre beschränkt gewesen und würde der zunehmenden Ausdehnung der Plantage nicht entsprochen haben. Die Direktion schloß sich daher einem weitergehenden Vorschlag der Firma Bleichert an, nach dem in einem Abstande von 6 m zwei starke Stahldrahtseile quer über den Fluß gespannt werden sollten für den Verkehr von je einem Plattformwagen mit Bleichertschen vierrädrigen Laufwerken als Fördermittel für die Zuckerrohrwagen. Beide Wagen sind an ein endloses Zugseil fest angeschlossen und kommen gleichzeitig in ihren Endstationen an. Sie setzen sich ebenso gleichzeitig von den Endstationen aus in Bewegung und fahren auf den beiden Tragseilen im Pendelverkehr. Es wurde also eine doppelte Seilschwebefähre vorgeschlagen, die offenbar eine größere Leistungsfähigkeit aufweisen mußte als eine einfache Schwebefähre. Trotzdem ist bei der Doppelbahn eine geringere Fahrgeschwindigkeit möglich als bei der einfachen Anlage, so daß alle Betriebsmittel, namentlich aber die Tragseile, geschont werden und die Lokomobile kleiner und billiger gewählt werden kann. Außerdem bietet die Doppelbahn noch den Vorteil, daß das eine Tragseil unter allen Umständen für das andre eine Reserve bildet, so daß bei etwaigen Störungen der Betrieb nicht ganz unterbrochen wird.

Dieser Plan hatte so viele Vorzüge, daß sich die Direktion alsbald zu seiner Ausführung entschloß. Die freie Spannweite oder die Entfernung zwischen den Talrändern stand vorläufig mangels genauer Karten noch nicht fest, man wußte nur, daß sie zwischen 190 und 400 m betragen würde. Es wurde daher die Bedingung gestellt, daß die Fähre für eine Spannweite von 400 m gebaut werden sollte. Dagegen war bekannt, daß die Talränder nahezu in der gleichen Höhe lagen. Die wirkliche Entfernung der Endstationen ergab sich späterhin zu 364 m. In den Endstationen, die als Kopfstationen ausgebildet sind und an beiden Flußrändern stehen, sind die Tragseile einerseits verankert, anderseits durch schwere Gewichte gespannt. Durch diese Maßnahme, die bei den normalen Bleichertschen Drahtseilbahnen stets durchgeführt wird, ist die Betriebsicherheit verbürgt, da eine Ueberbeanspruchung der Tragseile nicht stattfinden kann; denn bei einer etwaigen Ueberlastung der Förderschalen würden die Spanngewichte angehoben werden. Das Zugseil ist endlos und führt in den Stationen um große Zugseilscheiben herum. Es wird durch eine Lokomobile angetrieben, die durch Vorgelege und Riemen auf die Zugseilscheibe arbeitet. Auch das Zugseil ist durch ein Spanngewicht in ständig gleicher Spannung gehalten. An das Zugseil sind zwei Plattformwagen fest angeschlossen, die mit vierrädrigen Laufwerken auf dem sehr starken Stahldrahtseil laufen und pendelnd aufgehängt sind, so daß sie unter allen Umständen bei der Beförderung über den Fluß wagerecht liegen. In der Stunde können 20 volle Rollwagen zur Fabrik und 20 leere wieder zur Plantage zurückgebracht werden. Die Rollwagen wiegen je 900 kg und fördern eine Höchstlast von 80 Pikol = 3600 kg. Demnach beträgt die Nutzlast für die Schwebefähre 4500 kg. Die mit Zuckerrohr beladenen Wagen sind etwa 5 m lang, 2 m breit und 2,3 m über Schienenoberkante hoch. Dabei steht das häufig krumm gewachsene Rohr auf allen Seiten des Wagens heraus, ein Umstand, auf den bei Bemessung des lichten Profiles der Plattformwagen Rücksicht genommen werden mußte. Diese selbst wiegen 1500 kg, so daß die Bruttolast an dem Tragseil im Höchstfalle 6000 kg erreicht.

Der Betrieb erfolgt in der Weise, daß die Kleinbahn-Lokomotiven auf der einen Seite die beladenen Zuckerrohrwagen dicht bis zur Station heranbringen; dann wird die Lokomotive abgekuppelt und geht über eine in 2 m Entfernung von der Station verlegte Weiche auf das Leergleis hinüber. Nun schiebt die Bedienung den ersten Zuckerrohrwagen auf die Plattform der Schwebefähre und hält ihn hier durch Einlegen der drehbaren Hemmschuhe fest. Darauf wird die Plattform entriegelt und die Lokomobile in Gang gesetzt, worauf der Wagen mit einer mittleren Geschwindigkeit von etwa 3 m/sk über das Tal hinüberfährt. Auf der andern Seite läuft die Plattform mit dem beladenen Wagen in die Station ein, wobei die Einläufe so eingerichtet sind, daß der beladene Wagen unter keinen Umständen zurücklaufen oder in das tiefe Tal abstürzen kann. Außerdem ist Vorsorge dagegen getroffen, daß durch Unaufmerksamkeit der malayischen Bedienung etwa einmal eine Plattform über den festgesetzten Punkt hinaus in die Station gezogen wird. Für diesen Fall ist eine Kupplung im Antriebvorgelege angeordnet, die durch die einfahrende Plattform ausgerückt wird, so daß die Lokomo-

Fig. 2.
Schwebefähre über das Tal des Metro-ravyn.

Fig. 3.
Plattformwagen mit eingeschobenem Zuckerrohrrollwagen.

bile weiterlaufen kann, ohne die Schwebefähre anzutreiben. Dieses Hülfsmittel soll jedoch im normalen Betrieb, wo die Fähre durch Abstellen der Lokomobile stillgesetzt wird, nicht angewendet werden. Der beladene Zuckerrohrwagen wird nun aus der Plattform herausgezogen und an eine Lokomotive auf der Fabrikseite angehängt, während in die angekommene Plattform ein leerer Wagen von der Fabrik aus eingeschoben wird, worauf sich das Spiel wiederholt. Von der einen Seite kommt dabei stets ein voller Wagen herüber, während von der andern Seite her gleichzeitig ein leerer Wagen hinüber befördert wird. Die Lokomobile leistet hierbei 40 bis 70 PS. Sie wird mit Holz und Zuckerrohrabfällen gefeuert.

Die Anlage befindet sich in der Regel von 6 bis 8 Uhr vormittags in Betrieb, wo 40 Wagen in jeder Richtung befördert werden, und von 3 bis 6 Uhr nachmittags, wo 70 Wagen zur Fabrik gebracht werden müssen. Gegen etwaige Blitzschäden ist sie dadurch geschützt, daß die eisernen Stationsteile und die Drahtseile durch Kupferleitungen mit dem Wasser im Flußtal verbunden sind, in das man 2 kupferne Erdplatten versenkt hat.

Irgend welche Anstände haben sich bei dem Betrieb der Anlage während der ganzen vorjährigen Kampagne nicht gezeigt, sie hat im Gegenteil alle Erwartungen voll befriedigt.

Auch die Aufstellung ist in verhältnismäßig sehr kurzer Zeit durchgeführt worden; am 13. April reiste der Monteur von Genua ab, und am 15. Oktober wurde der Betrieb endgültig aufgenommen. Zwischen der Abreise und der Betriebsaufnahme liegen also nur 6 Monate, eine Frist, innerhalb deren man eine 400 m lange Brücke jedenfalls nicht hätte herstellen können, so daß man bei der Wahl einer Brücke während der vorigen Kampagne noch mit den früheren Förderschwierigkeiten zu kämpfen gehabt hätte.

Die Bauart der Drahtseil-Schwebefähre, auf deren Ausarbeitung und Konstruktion die Firma Adolf Bleichert & Co. in Leipzig große Sorgfalt verwandt hat, dürfte neu sein. Es sind zwar Schwebefähren über Flüsse mit festen Schienen bekannt, hin und wieder sind auch primitive Fähren ausgeführt worden, deren Fahrbahn aus einem einfachen über dem Tal ausgespannten Seile bestand, aber in diesen Fällen war in der Regel nur eine Förderschale vorhanden, die im Pendelverkehr arbeitete. Doppelschwebefähren mit gegenläufigen doppelten Förderschalen sind dagegen wohl noch nicht ausgeführt worden, mit vielleicht alleiniger Ausnahme des Wetterhorn-Personenaufzuges. Eine Seilschwebefähre für derartig große Nutzlasten, wie sie hier vorkommen, dürfte völlig neu sein. Etwas Aehnliches sind ja die Kabelkrane, wie Adolf Bleichert & Co. beispielsweise einen für die Eisenbahn in der Kolonie Surinam ausgeführt haben. Doch besteht der Unterschied gegen diese darin, daß der Kabelkran nicht nur wagerecht fördert, sondern auch senkrecht heben und senken kann.

Fig. 4.

Antriebstation mit Lokomobilschuppen.

Die Figuren geben einige kennzeichnende Bilder der Schwebefähre Panggoongredjo wieder. So zeigt Fig. 2 das tief eingeschnittene Flußtal des Metro-Flusses und die darüber führende Schwebefähre mit einem voll beladenen Wagen. Fig. 3 stellt einen beladenen Wagen beim Einlauf in die Station dar; hier ist deutlich das vierrädrige Laufrad zu erkennen, an dem die pendelnde Plattform mit dem Zuckerrohrwagen hängt. Das Gehänge der Plattform ist mit dem Zugseil fest verbunden. Fig. 4 endlich zeigt die ganze Antriebstation mit dem Lokomobilschuppen.

Ueber Sicherheitsvorrichtungen gegen das Durchgehen von Walzenzugmaschinen ohne Schwungrad berichtet C. Kießelbach in der Zeitschrift »Stahl und Eisen«[1]) im Anschluß an

Fig. 5.

Sicherheitsregler mit Schnellschlußventil für Walzenzugmaschinen ohne Schwungrad.

mehrere Unfälle, die in den letzten Jahren dadurch entstanden sind, daß der Maschinenführer aus Unachtsamkeit oder andern Gründen den Dampfzufluß nicht rechtzeitig abgesperrt hatte. Die Hülfsmittel gegen das Durchgehen sind im wesentlichen dreierlei Art. Erstens ordnet man in der Frischdampfleitung ein besonderes Schnellschlußventil an, das der Maschinist im Fall einer Gefahr durch einfache Bewegung eines Hebels zustoßen kann. Hierzu gehört ein gewisses Maß von Geistesgegenwart. Zweitens kann man die Vorrichtungen, die das Zuströmen des Dampfes und die Füllung regeln, getrennt anordnen, so daß der Führer mit der einen Hand den Dampfeinlaß, mit der andern die Kulisse beherrscht; versagt dann die erste Einrichtung, so kann er die Maschine mit der Kulisse stillsetzen. Schließlich hat die Maschinenfabrik Sack & Kießelbach G. m. b. H in Düsseldorf-Rath eine Einrichtung geschaffen, die, im Dampfturbinenbau bereits bekannt, sich auch im Walzenzugmaschinenbau sehr gut bewährt hat. Nach Fig. 5 wird auf die Maschinenachse oder eine Vorgelegewelle ein Fliehkraftregler mit schweren Gewichten gesetzt, der gegen zufällige Störungen vollkommen gesichert ist. Bei einer bestimmten Umlaufzahl wird ein nach Art eines Kolbens geformtes Gewicht in einem Zylinder frei und schließt ein Schnellschlußventil oder ein besonderes dafür angebrachtes Ventil. Der Zylinder enthält eine Pufferflüssigkeit, etwa Oel oder Glyzerin, und gestattet, die Schließgeschwindigkeit zu regeln. Bei einer Schließzeit von 1 sk erfolgt der Schluß noch ohne Stoß. Ist die Vorrichtung in Tätigkeit getreten, so genügt es, einen Hebel anzuheben, um das Ventil sofort wieder zu öffnen und die Maschine in wenigen Sekunden betriebsbereit zu machen.

Der erste deutsche Wasserflugmaschinen-Wettbewerb in Heiligendamm am 29. August bis 5. September 1912. Der Wettbewerb ist geschlossen worden, ohne daß die gestellten Bedingungen erfüllt worden wären. Der Verlauf war aber insofern nicht ganz unbefriedigend, als 2 Maschinen während der 8 Tage die schon im Ausscheidungsbewerb enthaltenen neuen Bedingungen technisch erfüllt haben: Landaufstieg — Wasserlandung — Anwerfen des abgestellten Motors vom Führersitz aus ohne fremde Hülfe — Wasseraufstieg — Rückkehr auf das Land. Der Hauptbewerb stellte demgegenüber nur unwesentlich schwierigere Anforderungen (Halbstundenflug vor der Wasserlandung, Höhenflug auf 300 m vor der Rückkehr auf das Land). Jedenfalls ist es zum ersten Male gelungen, eine und dieselbe Maschine für Land und Wasser landungsfähig zu machen, noch dazu bei durchaus nicht be-

[1]) vom 8. August 1912.

sonders günstigem Wetter. In den letzten Tagen war das Wetter sehr schlecht, und da die Aussichten auch für die nächsten Tage sehr ungünstig waren, wurde von einer Verlängerung Abstand genommen.

Von den gemeldeten 8 Maschinen waren 6 am Platz, drei Doppeldecker: Aviatik, Albatros, Otto, und 3 Eindecker: Alk, Goedecker, Dr. Hübner. Die Eindecker versagten alle beim ersten Versuche vollständig: sie waren noch ganz unerprobt und wohl überhaupt kaum flugfähig. Zum Teil wurden sie erst im Laufe der Veranstaltung mit tatkräftiger Hülfe der Marinemannschaften soweit fertiggestellt, daß man sie zum ersten Male zu Wasser bringen konnte. Auch von den Zweideckern war nur die Aviatik-Maschine schon auf dem Wasser erprobt, die beiden andern stellten aber wenigstens erprobte Landflugmaschinen dar. Der Otto-Doppeldecker, geführt von E. von Gorrissen, wurde nach einem gut gelungenen Wasseraufstieg bei der Rückkehr auf das Land durch einen nichtssagenden Zufall stark beschädigt und schied dadurch aus. Ernste Aussichten hatten also nur der Aviatik-Doppeldecker (Führer Bruno Büchner) und der Albatros-Doppeldecker (Führer Dipl.-Ing. Thelen). Diese beiden haben den Ausscheidungsflug gut erledigt, Thelen allerdings nicht innerhalb der vorgeschriebenen Tagesstunden, also nicht in formgültiger Weise, und nur Aviatik hatte vollen Anspruch auf einen Ausscheidungspreis von 2000 ℳ. Den Albatros-Werken wurde aber ein Trostpreis in gleicher Höhe zuerkannt. Außerdem wurden allen Teilnehmern verhältnismäßig reichliche Entschädigungen aus der verfügbaren Preissumme gewährt. Von den Ehrenpreisen wurde der von einem Badegast gestiftete dem Aviatik-Doppeldecker zugesprochen, zur Anerkennung, daß mit diesem die erwähnten neuen technischen Aufgaben zum ersten Male gelöst worden sind. Die Ehrenpreise des Kaisers, des Großherzogs von Mecklenburg und des Ministers der öffentlichen Arbeiten wurden den Gebern zurückgestellt mit der Bitte, sie für eine künftige gleichartige Veranstaltung wieder zur Verfügung zu stellen.

In technischer Hinsicht sind die folgenden Punkte als neue Errungenschaften hervorzuheben:

Das Anwerfen des Motors vom Führersitz aus ohne fremde Hülfe hat sich als leicht und mit recht einfachen Mitteln durchführbar erwiesen. Eine Freilaufscheibe auf der Motorwelle, durch ein Zugorgan von einem geeigneten Handhebel her betätigt, scheint den Zweck am besten zu erfüllen.

Der Wasseraufstieg macht bei geeigneter Schwimmerform, auch bei etwas bewegtem Wasser, keine große Schwierigkeit. Am vorteilhaftesten erscheint die in Fig. 6 in Seitenansicht skizzierte Form. Die Wasserlinie deutet dabei den Zustand

Fig. 6.

während des Anlaufes an. Zuletzt taucht nur noch die hintere Spitze in das Wasser ein. Ein Hauptschwimmer unter der Mitte des Flugzeuges gibt hinreichende Seitenstabilität und ist zwei symmetrisch angeordneten vorzuziehen, die mehr Wasserwiderstand geben. Der eine Schwimmer ist dann etwa 6 m lang bei nur etwa 80 cm Breite. Die furnierten Holzwände sind 10 bis 15 mm stark. Das Gewicht eines solchen Schwimmers beträgt 50 bis 70 kg. Das Innere wird zweckmäßig in mehrere wasserdichte Kammern geteilt.

In das Wasser eintauchende Laufräder verursachen beim Anlauf auf dem Wasser zu großen Widerstand, um die erforderliche Auffluggeschwindigkeit zu erreichen. Der Albatros-Doppeldecker vermochte deshalb nicht aufzusteigen, so lange nicht die Räder aus dem Wasser entfernt waren. Er wurde im Verlaufe der Woche mit aufklappbaren Rädern versehen. Eine solche Einrichtung scheint unentbehrlich zu sein; die übrigen Apparate waren sämtlich von vornherein schon damit versehen. Die Räder waren dabei meist abgefedert. Eine Abfederung der Schwimmer selbst scheint nicht erforderlich. Die Zukunft der vereinigten Land- und Wasserflugmaschine wird besonders von der praktischen Ausbildung der Räder-Aufklappvorrichtung abhängen. Die schon jetzt mit der Aviatik-Flugmaschine erzielten Erfolge lassen die Aussichten sehr günstig erscheinen.

Uebrigens wären auch die Bedingungen des Hauptbewerbes von der Aviatik-Maschine beinahe erfüllt worden. Sie hatte den vorgeschriebenen Halbstundenflug, die Wasserlandung, das selbständige Wiederanwerfen der Maschine und den Wasseraufstieg bereits hinter sich, als bei dem nun noch verlangten Höhenflug auf 300 m plötzlich die Maschine infolge Benzinmangels versagte. Diese Nachlässigkeit der Bedienungsmannschaft konnte wegen des von nun an immer schlechter werdenden Wetters nicht mehr gut gemacht werden.

Königs-Wusterhausen. Dr. Bendemann.

75jähriges Bestehen der Firma A. Borsig. Die Firma A. Borsig in Tegel bei Berlin feierte am 14. d. M. das Fest ihres 75jährigen Bestehens. August Borsig, eine hervorstechende Persönlichkeit aus den Anfängen der deutschen Großindustrie, gründete im Jahr 1837 am Oranienburger Tor in Berlin neben der Egellsschen Fabrik eine Anlage, zu deren Betrieb zunächst eine Roßkunst mit 2 mit einander abwechselnden Pferden genügte. Er erhielt die ersten größeren Aufträge durch die Berlin-Anhaltische Eisenbahn und befaßte sich mit dem Bau von Dampfmaschinen und Maschinen für Zuckerfabriken und die Textilindustrie. Bekannt ist die von ihm in maurischem Stil ausgeführte Pumpmaschine für die Wasserkunst in Sanssouci. 1841 stellte er die erste Lokomotive nach dem amerikanischen Muster von Norris in Philadelphia her, auf die in den nächsten Jahren eine Reihe andrer folgte. Bereits 1853 betrug die Anzahl der jährlich gebauten Lokomotiven 84. Von den 69 Lokomotiven, die der preußische Staat im Jahr 1854 anschaffte, waren 67 von Borsig und 2 von Wöhlert, also keine mehr aus dem Auslande bezogen, wie durchweg in den ersten Jahren des preußischen Eisenbahnwesens. Der Lokomotivbau bildete fortan die Grundlage, worauf man das Unternehmen weiter ausgestaltete. Er hatte bereits 1849 zum Bau eines eigenen Eisenwerkes in Moabit bei Berlin geführt, das Kesselbleche, Stabeisen und Schmiedestücke aller Art lieferte. 1850 wurde das Unternehmen durch den Ankauf der bis dahin von der Königlichen Seehandlung betriebenen Maschinenfabrik in der Kirchstraße in Moabit wesentlich erweitert. Unter dem Sohn und Nachfolger August Borsigs erfuhr der Lokomotivbau insbesondere für das Ausland einen gewaltigen Aufschwung, ebenso der Bau von Dampfmaschinen bis zu den größten Abmessungen, von Dampfkesseln, Bergwerksmaschinen und Pumpen. 1862 bis 1872 wurden die Berg- und Hüttenwerke zu Borsigwerk in Oberschlesien ausgebaut, die 4 Hochöfen, ein Puddelwerk, ein Stabeisen- und Blechwalzwerk, eine große Hammerschmiede, ein Siemens-Martin-Werk, Stahlformgießerei und Radreifenwalzwerk umfaßten und das Eisenwerk in Moabit ablösten. Während der Verwaltung der Borsigschen Werke durch ein Nachlaß-Kuratorium ging aus verschiedenen Gründen der Lokomotivbau stark zurück und sollte infolge eines Beschlusses 1886 sogar aufgegeben oder wenigstens auf die Herstellung einiger kleinerer Bauarten für Nebenbahnen beschränkt werden. Eine Aenderung trat hierin ein, als 1894 die inzwischen herangewachsenen Söhne Albert Borsigs die Leitung übernahmen. 1896 wurde der Bau der neuen durchaus modern angelegten Fabrik in Tegel begonnen und 1898 vollendet. Heute beschäftigen die Borsigschen Unternehmungen in Tegel und Borsigwerk O./S. 13200 Beamte und Arbeiter. Seit 1910 werden jährlich 500 Lokomotiven hergestellt. Außerdem werden in Tegel Dampfkessel, Dampfmaschinen, Pumpen, Kompressoren und Eis- und Kältemaschinen gebaut, während sich das oberschlesische Werk neben der Lieferung der Rohstoffe auch mit der Herstellung von Ankerketten (Borsig-Ketten) befaßt.

Generatorgas aus Braunkohlenbriketts für den Martinofenbetrieb. In neuerer Zeit sind einige Stahlwerke im niederrheinischen Industriebezirk mit Erfolg dazu übergegangen, ihre Martinöfen nicht mehr mit Generatorgas aus Steinkohlen, sondern aus Braunkohlen zu heizen. Die Nähe der umfangreichen Braunkohlenlager in der Kölner Bucht, die bei einer Ueberdeckung von nur 10 bis 12 m Dicke im Tagebau ausgenutzt werden, gab dazu um so mehr Anlaß, als sich die niederrheinischen Braunkohlen durch einen sehr geringen Gehalt an Schwefel (½ vH, auf wasser- und aschefreie Kohle bezogen) auszeichnen und daher für hüttenmännische Verfahren besonders geeignet erscheinen. Der niedrige Heizwert der niederrheinischen Roh-Braunkohlen von höchstens 2300 bis 2400 WE/kg gegenüber 4500 bei den mitteldeutschen und 6500 bei den österreichischen Braunkohlen ist zwar ein Mangel, doch wird dieser durch das Brikettieren, das infolge der erdigen Beschaffenheit der Kohlen an sich notwendig ist, behoben, da die Briketts bis rd. 5000 WE/kg Heizwert haben. Außerdem wird der Wassergehalt durch das Brikettieren geringer und damit die Beförderung der Briketts billiger. Seit mehr als Jahresfrist sind Versuche mit dem Braunkohlengas auf dem

Stahlwerk Schulz-Knaudt in Angerort bei Duisburg angestellt worden, über die Henry Markgraf berichtet hat[1]). Die verwendeten sogenannten Industriebriketts hatten 16,3 vH Wassergehalt gegenüber etwa 8 vH bei Steinkohlen für Vergasungszwecke und 4,2 vH Aschengehalt. Da der hohe Wassergehalt infolge von Zersetzungserscheinungen im Martinofen die Heizwirkung herabsetzt, so arbeitet man, um ihn nicht noch mehr zu erhöhen, ohne Dampfzusatz im Gaserzeuger, obwohl dabei starke Schlackenklumpen entstehen. Auf den Wassergehalt ist es auch zurückzuführen, daß das Gas im Sammelrohr nur 230° warm ist, während man beim Steinkohlengas durchschnittlich 600° erhält. Aus den Temperaturmessungen in den Wärmespeichern und im Ofen selbst sowie aus den Untersuchungen des gewonnenen Stahles ergibt sich, daß sich das Gas sehr gut für Schmelzzwecke in Martinöfen eignet; jedoch sind die Verluste in den Gaserzeugern durch unverbrannte Rückstände noch zu groß und müssen durch zweckmäßigen Bau der Erzeuger oder andre Mittel verringert werden.

Neue Taucherausrüstung ohne Luftschlauch. Die Armaturen- und Maschinenfabrik »Westfalia« in Gelsenkirchen stellt eine Taucherausrüstung für Arbeiten unter Wasser an Unterseebooten, beim Schachtabteufen und beim Sümpfen ersoffener Schächte usw. her, die unabhängig von der Luftpumpe oder dem Blasebalg ist, da alle zum Atmen notwendigen Vorrichtungen auf dem Rücken des Anzuges angebracht sind. Diese bestehen aus dem Regenerator zum Unschädlichmachen der ausgeatmeten Kohlensäure und zur Aufnahme des ausgeatmeten Wasserdampfes und aus den Stahlflaschen mit Nährgas zum Ersatz des verbrauchten Sauerstoffes. Da Sauerstoff unter Druck giftig wirkt, ist das Einatmen des reinen Gases nur bei 2 at Ueberdruck und auch nicht länger als 48 min unschädlich. Ein Taucher muß aber nötigenfalls tiefer als 20 m tauchen und etwa 1 st unter Wasser verweilen können. Daher muß ihm verdünnter Sauerstoff zugeführt werden. Die »Westfalia« benutzt dazu ein Gemisch von Sauerstoff und Druckluft, und zwar für Tiefen von 20 bis 30 m im Verhältnis von 45 vH Sauerstoff zu 55 vH Stickstoff und für 50 bis 60 m von 30 vH Sauerstoff zu 70 vH Stickstoff. Die beiden Gase werden nach einem patentierten Verfahren nicht getrennt, sondern gemeinsam in Flaschen gefüllt. Das Nährgas dient in bekannter Weise auch zum Betrieb eines Injektors, der die ausgeatmete Luft aus dem oberen Helmteil absaugt, sie durch den Regenerator drückt und wieder vor den Mund ausbläst. Das Druckminderventil zwischen den Stahlflaschen und dem Injektor stellt sich entsprechend dem herrschenden Wasserdruck, bei dem der Taucher arbeitet, ein, so daß der Taucheranzug immer gleichmäßig gefüllt bleibt und frei zu atmen ermöglicht. Die Flaschen haben 22 ltr Rauminhalt. Der Vorrat reicht bei einer Füllung von 150 at Druck in den Flaschen und bei 20 bis 30 m Tauchtiefe etwa 130 min. An einem Manometer auf der Brust kann der Taucher jederzeit feststellen, wie lange sein Vorrat noch vorhält. Der Helm hat ein einstellbares Abblaseventil, mit dem man auch einen etwa beim Atmen lästig werdenden Ueberdruck herabsetzen kann. Der Sauerstoffgehalt der Atmungsluft steigt infolge der Einrichtung dieser neuen, in Räumen mit 6 bis 7 at Druck erprobten Tauchausrüstungen nicht höher als 23 vH. (Glückauf 7. September 1912)

Die elektrische Grubensicherheitslampe „Ceag“, die bei dem von der englischen Regierung veranstalteten Wettbewerb den ersten Preis erhalten hat[2]), wird bereits seit mehreren Jahren zu Tausenden in den verschiedensten Bergbaubetrieben verwendet. Die Vorteile, die sie im besondern und gemeinsam mit andern elektrischen Grubenlampen bietet, sind hauptsächlich folgende: Sie gibt ein stetiges, gut verteiltes und doppelt so starkes Licht als Oellampen, sie flackert nicht, leuchtet in jeder Stellung, und das Glas beschlägt nicht. Die Helligkeit der Lampe erleichtert die Arbeit des Bergmannes, erhöht seine Leistungsfähigkeit und verhindert das Auftreten von Augenlidkrämpfen und andern Schädigungen des Auges. Die Lampe braucht während der Schicht nicht bedient zu werden. Sie kann Wettergase nicht entzünden. Da sie in jeder Lage brennt und keine Hitze entwickelt, kann sie in schwierigen Fällen beliebig gehalten oder getragen werden, z. B. in der Tasche und im Munde. Dazu kommt noch, daß sie wegen ihrer kräftigen Konstruktion gegen Stöße usw. sehr unempfindlich ist. Von den Preisrichtern des Wettbewerbes ist sie wiederholt auf harten Steinboden geworfen worden, ohne daß sie einen Schaden erlitten hätte.

[1]) s. Stahl und Eisen 5. Sept. 1912.

[2]) s. Z. 1912 S. 1422.

Die Lampe wiegt etwas mehr als 1,8 kg und besteht aus drei Teilen: dem Akkumulator, einer Büchse und dem Büchsendeckel mit dem Leuchtkörper. Der Akkumulator besteht aus einem kräftigen Zellstoffgefäß und zwei zylindrischen Elektroden, die in den Gefäßdeckel eingeschraubt sind. Der Deckel ist abnehmbar, so daß die Elektroden leicht ausgewechselt werden können. Ein Säureverschluß im Deckel ist mit einem Ventil zum Entweichen der Gase versehen. Die Pole der beiden Elektroden sind mit abnehmbaren Kontaktstiften verbunden, die durch eine Schraubenfeder nach oben gedrückt werden. Man kann diese Kontakte leicht herausnehmen und reinigen, um eine schädliche Oxydation zu verhindern und zu beseitigen. Der Akkumulator sitzt mit genügendem Zwischenraum in der zylindrischen Büchse, die aus stark verzinntem gezogenem Stahlblech hergestellt und mit eingepreßten Versteifungswulsten versehen ist. Sie hat am inneren Boden ein Paßstück zum Einsetzen des Akkumulatorgefäßes. Der Deckel wird mit einem Bajonettverschluß auf die Büchse aufgesetzt und kann daher sehr leicht abgenommen werden. Der Leuchtkörper, eine Metallfaden-Glühlampe von 1,5 HK, ist durch eine Magnetvorrichtung verriegelt, die nur durch einen starken Magneten geöffnet werden kann. Die Glühlampe ist mit den Kontaktstiften der Elektroden durch isolierte Messingsegmente verbunden; durch Drehen des Büchsendeckels kann die Lampe aus- und eingeschaltet werden. Nach vollständigem Aufladen des Akkumulators, was 4 bis 5 st in Anspruch nimmt, brennt die Lampe ununterbrochen 16 st lang. Die kugelige Glühbirne ist durch eine dicke Ueberwurfglocke aus Glas und vier eiserne Bügelstangen geschützt. Zwischen dem Glockenende und der Glühbirne ist eine Schraubenfeder angeordnet, die ebenfalls zum Schutze der Glühbirne beiträgt, indem sie heftige Erschütterungen ableitet. Die Feder schließt außerdem bei einem Bruch der Glocke die Lampe kurz.

Elektrischer Betrieb auf der Strecke Salzburg-Bad Reichenhall-Berchtesgaden. Die bayrische Staatsbahnverwaltung hat die Arbeiten für die Ausrüstung der 40,4 km langen Strecke an die Siemens-Schuckert Werke und die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft vergeben. Die 6,7 und 14,9 km langen Hauptbahnstrecken Salzburg-Freilassing und Freilassing-Bad Reichenhall sowie die 18,8 km lange Nebenbahn Bad Reichenhall-Berchtesgaden werden mit einer Oberleitung für Wechselstrom von 15000 V und 16⅔ Per./sk ausgerüstet. Den Betriebstrom soll das staatliche Saalach-Kraftwerk in Bad Reichenhall liefern. Der elektrische Betrieb wird voraussichtlich Ende 1913 beginnen. (Zeitung des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen 4. September 1912)

Neuer Tunnel unter der Themse. Im Oktober d. J. soll der Woolwich-Tunnel unter der Themse, der einen neuen Verkehrsweg zwischen dem Süden und dem Norden Londons darstellt, eröffnet werden. Bisher diente für diese Verbindung eine Fähre, die aber so in Anspruch genommen wurde, daß man ihren jährlichen Verkehr auf rd. 8 Mill. Personen schätzte. Der neue, rd. 500 m lange und 4 m breite Tunnel ist nur für Fußgänger bestimmt. Mit seinem Bau ist im Dezember 1910 begonnen worden. Die Baukosten betragen rd. 1600000 ℳ. London wird nach Eröffnung des neuen Tunnels einschließlich der Tunnel für die Eisenbahnen acht Verkehrswege unter dem Wasser besitzen. Hiervon dienen vier für den Verkehr von Wagen und Fußgängern. Alle Tunnel liegen im östlichen Stadtteil.

Die Wasserkraftverhältnisse Norwegens hat der Ingenieur Johansen, Sekretär des norwegischen Wasserwirtschaftverbandes, in einem Vortrage[1]) behandelt, dem die folgenden bemerkenswerten Einzelheiten entnommen sind. Um die in norwegischen Wasserläufen auftretenden Wassermengen zu ermitteln, hat das meteorologische Institut in Kristiania seit Jahrzehnten die Regenhöhen an mehr als 500 Orten im Lande gemessen. Die Regenhöhe ist an der Westküste am größten, da die vorherrschenden nassen West- und Südwestwinde hier auf Gebirge treffen. Man hat aber festgestellt, daß überall an der Westküste mehr Wasser abfließt, als der ermittelten Regenhöhe und dem Einzuggebiet entspricht. Das rührt daher, daß die meteorologischen Meßstellen fast alle in geringer Höhe, dicht am Meere liegen, während das Einzuggebiet oft mehr als 1000 m mittlere Höhe ü. M. hat. Man hat nun weiter festgestellt, daß die Regenhöhe in diesen Gebirgsgegenden auf 100 m Höhe ungefähr um 5 vH zunimmt; in einigen Bezirken mit besonders hohen schneebedeckten Bergen beträgt der Ueberschuß der Abflußmenge über die aus

[1]) Erster Internationaler Wasserwirtschaftskongreß in Bern, Juli 1912.

Regenhöhe und Einzuggebiet ermittelte Wassermenge bis zu 100 vH. Die Regenhöhen an der Westküste schwanken zwischen 1000 und 2400 mm im Jahre. Die Abflußmengen betragen aber oft 2 bis 4 Mill. cbm auf 1 qkm Einzuggebiet. Diese Wassermengen sind an vielen Stellen gut ausnutzbar, da das Gelände vielfach natürliche Staubecken oder solche Täler bildet, die sich künstlich sperren lassen. Günstig für die Anlage von Talsperren sind auch die Umstände, daß die Stauwehre im allgemeinen unmittelbar auf Felsboden gegründet werden können, daß die Baustoffe zum großen Teil an Ort und Stelle vorhanden sind und daß das zu überflutende Gelände meist unbewohnt und ungenutzt ist. Die Grunderwerb- und Anlagekosten stellen sich daher in Norwegen auf nur 1 bis 5 ₰ pro cbm Staudamm.

Die Fallhöhen, zu deren Ermittlung eine gute Karte von Saetzen im Maßstab von 1 : 500000 vorhanden ist, sind, von einzelnen Ausnahmen abgesehen, an der Westküste Norwegens wegen der steil zum Meer abfallenden Gebirge recht hoch. Nutzbar sind solche von 200 bis 800 m; aber es kommen auch mehrfach Gefällstufen von 1000 m vor. Im Innern des Landes betragen die ausbaufähigen Gefällstufen dagegen nur 4 bis 40 m. Hier sind auch die Regenhöhen im Verhältnis zu denen an der Küste gering; aber die Einzuggebiete sind groß und ergeben genügend große Wassermengen für die einzelnen Werke, während in den Küstenbezirken die Einzuggebiete klein sind, so daß bei großen Regenhöhen ein gutes Verhältnis zwischen Gefälle und Wassermenge vorherrscht. Die gesamten Wasserkräfte Norwegens bei Mittelwasser sind bereits früher auf 30 Mill. PS geschätzt worden. Davon sind etwa 11 Mill. PS ausbaufähig und ergeben etwas mehr als 8 Mill. PS an der Turbinenwelle. Nach neueren noch nicht abgeschlossenen Untersuchungen von Johansen können diese 8 Mill. PS tatsächlich nachgewiesen werden; nur 6 bis 7 vH davon sind ausgebaut. (Zeitschrift für die gesamte Wasserwirtschaft 5. September 1912)

Die **Entwicklung des Lokomotivparkes der italienischen Bahnen** seit ihrer Uebernahme durch den Staat am 1. Juli 1905 wird durch folgende Zahlen beleuchtet:

	1905	1911
Anzahl der Lokomotiven	3079	4939
davon mit 2 Zylindern	3042	3612
» » 3 »	6	0
» » 4 »	31	356
» Verbundlokomotiven	305	1350
» Heißdampflokomotiven	0	204

(The Engineer 6. September 1912)

Bewegliche Stehbolzen für Lokomotiv-Feuerbüchsen, die von der Flannery Bolt Co., London, hergestellt werden, sollen auf den New York Central-Bahnen ganz allgemein eingeführt werden. Der Stehbolzen, der mit dem einen Ende in die innere Feuerbüchsenplatte eingeschraubt und vernietet wird, legt sich mit einem geschlitzten Kugelkopf gegen eine in die Außenplatte eingeschraubte Hülse, so daß geringe Verschiebungen der Platten gegeneinander möglich sind. Ueber die Hülse wird eine Kappe geschraubt, die die Verbindung abdichtet. (Engineering 6. September 1912)

Eine Quecksilber-Kadmium-Dampflampe mit weißem Licht ist von Dr. M. Wolfke und C. Ritzmann hergestellt und eingehend untersucht worden. Als günstigste Legierung für die hierbei verwendeten starren Elektroden ist ein Zusatz von nur 10 vH Quecksilber zum Kadmium ermittelt worden. Die Lichtfarbe ist dann genügend weiß und entstellt die natürlichen Farben nicht mehr als eine gewöhnliche Kohlenbogenlampe. Der spezifische Energieverbrauch beträgt bei kleiner Belastung — unter 100 W — rd. 1 W/HK, ist also ziemlich groß. Er sinkt aber, ähnlich wie bei der Quarz-Quecksilber-Lampe, rasch mit steigender Belastung. Die Quecksilber-Kadmium-Lampen sind nun versuchweise mit Graphitanode und mit einer Anode aus der gleichen Legierung wie an der Kathode untersucht worden. Hierbei ergaben sich die mit Legierungsanode als wesentlich sparsamer; sie erreichen bei rd. 150 W Belastung 1 W/HK und bei 600 W weniger als 0,2 W/HK. Die Spannung der Lampe mit Graphitanode steigt mit der Stromstärke, und zwar von 20 auf 48 V bei 4,5 bis 14 Amp. Bei Verwendung einer Legierungsanode fällt die Spannung zunächst von 41 auf 21 V bei 0,8 bis 3,2 Amp und steigt dann wieder bis 73 V bei 8,5 Amp. Mit besonders kleinen Polgefäßen hat sich jedoch schon bei 3 Amp eine Spannung von 100 V erreichen lassen. Auch mit verschiedenen Zündvorrichtungen sind Versuche angestellt worden. Als brauchbar erwiesen sich eine Kippzündung mit beweglicher Graphitanode und eine Beschlagzündung mit Anode aus Kadmium-Quecksilber-Legierung. Diese wird bei einer an beiden Enden heruntergebogenen und verschlossenen Quarzröhre angewendet. Die heruntergebogenen kurzen Enden bilden die Polgefäße. An dem Knie der Röhre oberhalb der Kathode ist an der Wand ein Kontaktring angebracht, der durch einen Faden von hohem Widerstand mit der Anode leitend verbunden ist. In kaltem Zustand ist die Röhrenwand zwischen der Kathode und dem Kontaktringe mit einem dichten leitenden Niederschlage des Metalldampfes bedeckt. Wird der Stromkreis der Lampe geschlossen, so verdampft dieser Niederschlag, und zwischen beiden Polen der Lampe entsteht der Lichtbogen, unterstützt durch den eine Brücke bildenden Faden, der auch außerhalb der Röhre angeordnet werden kann. Nach dem Auslöschen der Lampe bildet sich sofort ein neuer Niederschlag. (ETZ 5. September 1912)

Die **Vollendung der Hedschasbahn**, deren Hauptlinie zwischen Damaskus und Medina schon seit langer Zeit im Betrieb ist[1]), wird neuerdings stark gefördert. Es handelt sich noch um den Bau der 450 km langen Strecke Medina-Mekka. Das Oberbaumaterial ist schon im Jahre 1908 beschafft worden, zum Teil wurde es jedoch für die im Bau befindlichen Strecken Beled-esch-scheich-Akko (17 km), Dera-Bosra (34 km), Afule-Dschenin (17 km) und Jerusalem-Nablus verwandt. Für die Linienführung der Bahn Medina-Mekka kommen zwei Linien in Betracht: die westliche Linie an der Küste entlang über Rabig und die östliche am Wüstenrand über el Hunk und Safina. Unter Zugrundelegung der durchschnittlichen Jahresleistung bei dem Bau der Strecke Damaskus-Medina von 150 km Länge, hofft man, die neue Strecke im Jahre 1915 fertig zu stellen. (Archiv für Eisenbahnwesen September-Oktober)

Eine **Eisenbeton-Bogenbrücke** von 165 m Spannweite und 50 m Pfeil, die sämtliche ausgeführten Eisenbetonbrücken an Spannweite beträchtlich übertrifft, wird bei Sainte-Colombe (Loire) gebaut.

Berichtigung.

Z. 1912 S. 1472 l. Sp. Z. 47 v. o. lies 185 statt 18,5.

[1]) Vergl. Z. 1908 S. 598.

Patentbericht.

Kl. 19. Nr. 248204. Schienenstoß. I. Block, Berlin. Die Schienenenden werden derartig bearbeitet, daß von der einen Schiene a_2 der Fuß mit Steg auf ein gewisses Ausmaß entfernt wird, so daß nur der Kopf erhalten bleibt; bei der zweiten Schiene a_1 wird nur der Kopf auf eine in die Ausklinkung der ersten Schiene passende Länge entfernt, so daß zwischen den übereinandergreifenden Schienenenden noch ein Spielraum vorhanden ist. Die so bearbeiteten Schienenenden werden nun mittels gewöhnlicher Laschen *b*, *c* zusammengeschraubt und das freie Schienenkopfende mit ihnen verschweißt, so daß Schienenkopf und Laschen ein Stück bilden.

Kl. 19. Nr. 248574. Schienenstoßverbindung für Straßenbahnschienen. H. Enax, Leipzig-A. Zwei leicht nach außen gekrümmte schwachwandige Laschen *a* und *b* werden durch die Befestigungsschrauben *h* so in die Laschenkammern der Schienen hineingezogen, daß ihre Druckübertragungsflächen voll anliegen. Sodann werden in der Nähe der Stoßstelle kegelige Löcher durch die Laschen und Schienen gebohrt und in diese genau passende Keile *e* und *g* hineingetrieben und dadurch die Laschen und Schienen an der Stoßstelle innig miteinander verbunden.

Kl. 14. Nr. 238848. Dampfauslaß für Gleichstrom-Lokomotivzylinder. J. Stumpf, Berlin. Um bei dem plötzlichen Auspuff des Dampfes durch die vom Kolben *a* gesteuerten Auslaßschlitze *b* in das Blasrohr *c* Geräusche und zu starke Zugwirkung auf das Feuer (Tanzen) zu vermeiden, wird ein Teil des Abdampfes durch eine unten am Zylinder liegende Oeffnung *d* ausgelassen. Hier, am tiefsten Punkt der Maschine, werden durch den kleineren Auspuffdampfstrom zugleich die Zylinder entwässert und reingehalten.

Kl. 20. Nr. 247196. Unversenkte Schiebebühne. E. Nack's Nachf., Kattowitz, O.-S. Eine Plattform *a* ist auf Rollen *b* auf einem beliebigen Gleis *c* des parallelen Gleissystemes aufgestellt und kann auf diesem in beiden Gleisrichtungen verschoben werden. Quer zur Gleisrichtung ist auf *a* ein Ausleger *d* gelagert, der, auf den an *a* befestigten Rollen *e* ruhend, nach beiden Seiten verschiebbar ist und über die Gleise c_1, c_2, c_3 hinwegreicht. Auf dem Schienenpaar des Auslegers *d* bewegt sich mittels der Rollen *f* ein Wagen *g*, der ein Schienenpaar *h* trägt, das den umzusetzenden Wagen aufnimmt.

Kl. 21. Nr. 249095. Elektrisches Lötverfahren. A. P. Strohmenger, Westminster (England). Die beiden zusammenzulötenden Stücke *a* und *b* sind durch die Klemmvorrichtung *c* zusammengespannt und mit einem Pol einer Wechselstromleitung verbunden. Die mit dem andern Pol verbundene Elektrode *d* ist mit einem schmelzbaren Isoliermantel *e* überzogen, der aus Asbestfäden, die mit einer Masse wie Natriumsilikat u. dergl. bestrichen sind, besteht. Das Ende der Elektrode ist unbedeckt, und der hier entstehende Lichtbogen schmelzt die Decke *e* ab und wandert unter Wegschmelzen der Elektrodenmasse langsam die Lötnaht entlang.

Kl. 35. Nr. 238883 Greifvorrichtung für Platten. A. G. Strathern, Garthsherrie, Coatbridge, Schottland. Der Greifkörper *a* ist durch einen Hebel *b* gelenkig am Aufhängeglied *c* befestigt, während die an *a* gelagerte Klemmbacke *g* durch einen Lenker *h* mit dem Hebel *b* verbunden ist. Das Aufhängeglied *e* greift entweder an dem Verbindungsbolzen *d* der beiden Hebel *b* und *h* oder an dem bei *c* in *a* gelagerten Hebel *b* an.

Kl. 46. Nr. 238910. Kühlung von Verbrennungskraftmaschinen. Société Générale D'Aéro-Locomotion, Paris. Der Wassermantel *c*, der die stern- oder fächerartig angeordneten Zylinder *a* ringförmig umschließt, wird, um das Wasser durch Luftzug zu kühlen, von Röhren *e*, *e* durchzogen, die parallel zur Motorachse in der Fahrtrichtung und gruppenweise zwischen den Zylindern liegen.

Kl. 47. Nr. 239037. Gelenkzahnkette. J. Boes, Berlin. Die Einzelglieder *a* der Kette haben ⅂-Form, wobei der Steg den Treibzahn *c*, die Flansche die Gelenkstangen *d* und *p* bilden. Jedes Glied *a* greift außerdem mit Nasen *o* und *i* um die Gelenkstangen *d* und *p* der danebenliegenden Glieder. Damit die Zahnkette vom Kettenrade nicht abrutscht, kann der Zahnkranz des Rades in der Mitte geteilt sein, wobei in den Schlitz Nasen *g* der Kettenglieder *a* eingreifen.

Kl 55. Nr. 248276. Stoffmühle für die Papierfabrikation. W. Denso, Simmersdorf bei Forst i. L. Auf der Antriebwelle *a* des Läufersteines *b* befindet sich die Hülse *c* mit der Förderschnecke *d*, die unabhängig von der Läufersteinwelle vom Zahnrad *e* gedreht wird und das Mahlgut zwischen Läuferstein *b* und Ständerstein *h* fördert. Vor der Oeffnung des Mantels *f* ist ein Schleuderkranz *i* angeordnet, dessen Arme an den vorauseilenden Seiten zugeschärft sind.

Kl. 65. Nr. 248283. Getriebe für Motorboote. Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin. Von der Kurbelwelle *a* wird mittels der Kupplung *b* die Welle *c* angetrieben, welche durch Räder *d* und *e* die Schraubenwelle *f* treibt. Zur Uebertragung des Axialschubes der Schraube auf die Kupplung dient der um *g* schwenkbare Hebel *h*, die Vorwärtskupplung wird durch eine Verschiebung der Welle nach vorwärts, die Rückwärtskupplung nach rückwärts eingerückt, so daß die Schraube durch ihre Schubkraft die Kupplung dauernd in der gekuppelten Stellung erhält.

Angelegenheiten des Vereines.

Die in Z. 1912 S. 1480 veröffentlichten

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung 1912

werden gegen Einsendung von 50 ₰ postfrei abgegeben.

Die nach dem Stande vom Anfang 1912 abgeschlossene, wesentlich erweiterte dritte Auflage des

Bücher- und Zeitschriften-Verzeichnisses

der Bücherei des Vereines deutscher Ingenieure ist fertiggestellt und wird den Mitgliedern gegen Einsendung von 50 ₰ (innerhalb Deutschlands postfrei) zugesandt.

Unsere Büchersammlung dient zugleich als Handbücherei der Redaktion der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure; deshalb können ihre Bestände nicht verliehen werden.

Von den Mitteilungen über Forschungsarbeiten, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das 121. Heft erschienen; es enthält:

Otto Bretschneider: Versuche über die Verdrehung von Stäben mit rechteckigem Querschnitt und zur Ermittlung der Längs- und Querdehnung auf Zug beanspruchter Stäbe.

E. Steil: Untersuchungen über Solenoide und über ihre praktische Verwendbarkeit für Straßenbahnbremsen.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 39. **Sonnabend, den 28. September 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

(hierzu Textblatt 29 bis 34)

Die Heizung, Lüftung und Badeeinrichtung im Heiligenbergschulhaus in Winterthur.[1]

Von **M. Hottinger,** Ingenieur bei Gebrüder Sulzer in Winterthur.

Es ist bekannt, daß das Schulwesen in der Schweiz vorzüglich ausgebildet ist und daß auch der Errichtung schöner und zweckmäßiger Schulbauten große Mittel zugewendet werden. Diese Sorgfalt erstreckt sich in neuerer Zeit im besondern auch auf die Heizungs-, Lüftungs- und sonstigen gesundheitlichen Einrichtungen. Diese Anlagen verdanken ihr Entstehen in der Schweiz nur zum kleinsten Teil zwingenden gesetzlichen Vorschriften, wie sie beispielsweise Amerika in ausgedehntem Maße besitzt[1]). Daß trotzdem so großzügige Anlagen geschaffen werden, wie die nachfolgend beschriebene, ist der Einsicht gebildeter Bürger zu verdanken, die von dem Wunsche beseelt sind, auch in dieser Beziehung ihren Kindern nur das Beste zu bieten. Der prachtvolle, im Frühjahr 1912 vollendete Schulhaus-Neubau auf dem Heiligenberg in Winterthur zeugt aufs neue von diesem Streben.

Fig. 1.
Das Heiligenbergschulhaus. Ansicht von der Stadtseite.

Vierzig Meter über der Stadt gelegen, bietet das Heiligenbergschulhaus schon von außen einen imposanten An-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Gesundheitsingenieurwesen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 45 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[1]) Die Gesetze der Staaten Massachusetts, New Jersey, New York und Pennsylvania über Lüftung von Schulen und andern öffentlichen Gebäuden sind zusammengefaßt in einer kleinen Schrift: »Ventilation Laws«, herausgegeben von der Heating and Ventilating Magazine Company in New York.

blick dar, Fig. 1, und von dem nach der Stadt gelegenen Vorplatz oder den nördlichen Fenstern aus genießt man eine prächtige Fernsicht über die giebeligen Dächer der Stadt und weit über das wohlgepflegte Gelände hinweg, während auf den andern Seiten herrliche Gartenanlagen das Schulgelände begrenzen[1]).

Im folgenden sollen die Heiz- und Lüftungsanlage sowie das Schulbad, alles Einrichtungen, die von Gebrüder Sulzer entworfen und ausgeführt sind, beschrieben werden.

Als Heizung ist für den Hauptbau die für Schulen weitaus beste Heizungart, eine Warmwasserheizung, angewendet, und ebenso ist für die Lüftung das beste System[2]), eine Pulsionslüftung, gewählt worden, bei der die nach den Schulräumen führenden Zuluftkanäle größer als die aus ihnen abgehenden Abluftkanäle sind, so daß in den Räumen bei vorzüglicher Lüftung ein gewisser Ueberdruck entsteht, der das Eindringen der Luft von den Gängen in die Schulräume ausschließt. Die Fenster brauchen bei dieser Lüftungsart während der Pausen nicht mehr geöffnet zu werden; die Lüftung ist von der Witterung vollständig unabhängig. Das Schulbad ist insofern etwas anders gelüftet, als die Zuluft nur in die Ankleideräume eintritt, während aus dem Baderaum die Luft und die Wasserdämpfe durch einen im Dachboden angebrachten Abluftventilator abgesaugt und über Dach geblasen werden. Die Schulküche, in welcher die Schülerinnen das Kochen erlernen sollen, hat keinen Zuluftkanal, ist vielmehr nur mit einem im Dachboden untergebrachten Abluftventilator ausgerüstet. Infolge des hierdurch entstehenden Unterdruckes ist wirkungsvoll vermieden, daß Küchengerüche in das Schulgebäude gelangen. Aus demselben Grunde haben auch die Aborte nur Abluftkanäle erhalten, die unmittelbar über Dach führen; ebenso haben die im Untergeschoß liegenden Handfertigkeitsräume und die Milchküche nur Abluftkanäle, die gleich den Abluftkanälen der Schulzimmer im Dachboden ausmünden. Bei den Aborten und Handfertigkeitsräumen sorgt nicht ein Ventilator, sondern nur der natürliche Auftrieb der warmen Abluft für die Luftbewegung. Mit einem ebensolchen Abluftkanal ist zur Vermeidung von Ueberwärmung auch der Kesselraum versehen.

Die Warmwasserheizung ist aus wirtschaftlichen Gründen in zwei Teile geteilt, von denen der eine diejenigen Räume mit Wärme versorgt, die auch außer der Schulzeit benutzt werden. Diese sogenannte Ferienheizung umfaßt die Hauswartwohnung, das Lehrer- und Vorstandszimmer sowie den Singsaal und das Bad. Die Hauptheizung führt dagegen nach den Schul- und Handfertigkeitsräumen, den Gängen und Aborten.

Das 37 m vom Hauptbau entfernt gelegene Turnhaus ist, da es nicht dauernd beheizt wird und die Heizung daher vor der Gefahr des Einfrierens geschützt werden muß, ferner der raschen Regelbarkeit halber, und weil hier die gesundheitlichen Anforderungen andre sind als in den Lehrzimmern, mit einer Niederdruck-Dampfheizung versehen worden. Die Lüftung des Turnsaales kann leicht und in ausreichendem Maße durch die aufklappbaren Oberfenster bewerkstelligt werden.

Fig. 2 bis 5 (S. 1566 bis 1572) geben Grundrisse und Längsschnitt des Hauptgebäudes mit den Heiz- und Lüfteinrichtungen wieder. Aus Fig. 2 wie auch aus Fig. 6 ist ersichtlich, daß im Kesselraum für die Heizung und Warmwasserbereitung zwei große und ein mittel-

Fig. 6.
Kesselraum mit Warmwasserkessel und Warmwasserbehälter.

[1]) Eine kurze Baubeschreibung des Schulhauses, verfaßt von Stadtrat A. Isler, bringen die Schweizerischen Blätter für Schulgesundheitspflege und Kinderschutz, April 1912.

[2]) Eingehendes über die verschiedenen Lüftsysteme findet man in der Schweizerischen Bauzeitung Nr. 22 und 23, 1909.

Fig. 7 und 8.

Modell eines Sulzerschen Großkessels in teilweisen Schnitten.

Fig. 2. Fundamentplan.

Maßstab 1 : 200.

1 Abluft im Dachraum
2 Abluft über Dach
3 Rauchzüge
4 Frischluft
5 senkrechte Zuluftkanäle

I ——Heizwasserzuleitung zu den Schul= und Handfertigkeitsräumen, Fluren und Aborten
II – – –Heizwasserrückleitung von diesen Räumen
III ——Heizwasserzuleitung zur Hauswartwohnung, Lehrer= und Vorstandszimmer, Singsaal und Bad
IV – – –Heizwasserrückleitung von diesen Räumen
V –x–x–Warmwasserzuleitung
VI ------Warmwasserumlaufleitung
VII –·–·–Druckluft

großer Sulzer-Kessel aufgestellt sind. Modelle der beiden Kesselbauarten sind in Fig. 7 bis 10 dargestellt. Die beiden Großkessel dienen dem Betriebe während der Schulzeit im Winter, der kleine hat für den Ferienbetrieb und die Warmwasserbereitung zu sorgen; letzterem Zwecke dient er auch im Sommer. Das Bad und die Zapfstellen hat der ebenfalls

kann die Luft nötigenfalls nicht nur gereinigt, sondern im Sommer auch gekühlt werden[1]). Durch Mauervorsprünge wird sie hierauf hin und her geführt, damit durch das Anprallen das mechanisch mitgerissene Wasser ausgeschieden wird. Alsdann wird die Luft vom Ventilator v unter die Heizkammer gepreßt, strömt aufsteigend durch die dach-

Fig. 9 und 10.

Modell eines Sulzerschen Mittelkessels in teilweisen Schnitten.

aus Fig. 2 und 6 ersichtliche, 2000 ltr fassende an der Wand aufgehängte Behälter mit Warmwasser zu versorgen. Er ist an die Warmwasserheizung angeschlossen, kann aber auch, wie eben bemerkt, vom kleinen Kessel aus allein betrieben werden. Die eingebaute Heizfläche beträgt 5,8 qm. Ueber den Kesseln befindet sich eine Bühne, so daß die Kessel sowohl von oben als auch von vorn bedient werden können. Aus dem über dem Kesselraum gelegenen Kohlenraum rutscht die Kohle durch Blechkanäle und einen aufsetzbaren Trichter unmittelbar in die großen Kessel hinein, während sie zur Beschickung des kleinen Kessels durch einen in Fig. 3 und 5 sichtbaren Blechkanal auf den Boden des Kesselraumes fällt. In den Kohlenraum wird die Kohle von den vor das Gebäude gefahrenen Kohlenwagen durch Fensteröffnungen hineingeworfen.

Die Frischluft für das ganze Gebäude wird oberhalb des Brunnens, s. Fig. 4, durch 3 Gitter von außen entnommen und strömt durch 3 in der Mauer angebrachte Kanäle nach unten, Fig. 2 bis 4. Wenn die Temperatur der einströmenden Luft auf + 3° C gesunken ist, wird ihr durch einen in Fig. 2 erkennbaren Umführkanal u selbsttätig so viel warme Luft beigemischt, daß die genannte Temperatur nicht erheblich unterschritten wird, da sonst die Gefahr des Einfrierens der Wasserleitungen und der Wasserheizung vorläge. Diese Mischung regelt der Johnsonsche Kanalthermostat a, Fig. 2, der in bekannter Weise Druckluft nach dem Membranhebel b strömen oder aber sie entweichen läßt, wodurch die Warmluft-Beimischklappe entsprechend verstellt wird. In dem Kanal sind ferner Wasserdüsen w so angebracht, daß die Wasserschleier den ganzen Querschnitt überziehen. Durch diese Schleier

förmig übereinander gestellten Radiatoren h, s. auch Fig. 11, wird nötigenfalls durch die Dunstgefäße d befeuchtet, geht

[1]) s. »Gesundheitsingenieur« vom 30. Juli 1910: Die Kühlung menschlicher Aufenthaltsräume; ferner Schweiz. Bauzeitung 1910 Nr. 24 bis 27: Lüftung und Kühlung von Sälen.

durch die senkrechten Nachwärme-Heizkörper *n* hindurch und gelangt in den das ganze Gebäude durchziehenden begehbaren Haupt-Verteilkanal, aus dem die senkrechten Einzelkanäle in den Innenmauern nach den einzelnen Räumen emporsteigen. Zur gründlichen Reinigung können die Wände des Haupt-Verteilkanales mit dem Schlauch abgespritzt werden, Fig. 12. Dazu ist an dem geneigten Boden seitlich eine Wasserrinne angebracht, die von Zeit zu Zeit in Abläufe mündet, welche zur sicheren Fernhaltung von Kanalisationsgerüchen mit Wasserabschlüssen versehen sind.

Um die Wandungen möglichst glatt zu erhalten, sind die senkrechten Zuluftkanäle vom Hauptverteilkanal an bis zur Ausmündung in die Räume mit Blech ausgefüttert. Hierdurch wird die Luft rein erhalten, und die Reibungswiderstände sind geringer. Die aus den Räumen wegführenden Abluftkanäle dagegen sind der Kosten wegen im Mauerwerk einfach ausgespart.

Zur Innehaltung einer bestimmten Lufttemperatur ist im Hauptkanal ein Thermostat *t* angebracht, Fig. 2, der die Beimischklappe *f* für Frischluft, s. auch Fig. 13, sowie gleichzeitig die Nachwärmheizkörper *n* derart betätigt, daß im Kanal eine ständige Temperatur von 20° C innegehalten wird. Ueberdies sind zwischen Ventilator und Heizkammer, also im Kaltluftkanal, noch 2 Thermostaten *e* eingeschaltet, Fig. 2, welche auf die Heizfläche der

Fig. 11.

Heizkammer mit Dunstschalen.

Heizkammer entsprechend der Außentemperatur einwirken. Diese selbsttätigen Temperaturregler wirken, wie auch die in den Schulräumen, nach dem schon vorhin in bezug auf die Warmluft-Beimischklappe genannten Johnsonschen System mittels Druckluft. Nach demselben Gedanken arbeitet schließlich auch ein im Warmluft-Verteilkanal angebrachter Humidostat *r*, Fig. 2, der dem Feuchtigkeitsgehalt der Luft entsprechend die Wasserverdunstung der Dunstgefäße in der Heizkammer derart regelt, daß die relative Feuchtigkeit während der Heizzeit innerhalb bestimmter Grenzen bleibt.

Die Verdunstung hängt von der stärkeren oder weniger starken Erwärmung des Wassers durch Heißwasserschlangen ab,

Fig. 3. Untergeschoß.

Maßstab 1 : 200.

Legende s. Fig. 2.

Fig. 12.

Hauptluftkanal im Fundamentgeschoß.

Fig. 13.

Mittels Druckluft selbsttätig einstellbare Frischluft-Beimischklappe hinter der Heizkammer.

die mittels Druckluft vom Humidostaten aus in Wirkung gesetzt werden.

Für das ständige Gefüllthalten der Dunstgefäße mit Wasser sorgt selbsttätig ein Schwimmerkasten *s*.

Ueber die Luftführung, die Aufstellung der Heizkörper und die Anordnung der Thermostaten in den Räumen des Unter- und des Erdgeschosses geben im übrigen Fig. 3 und 4 Aufschluß. Aus Fig. 3 ist zudem erkennbar, wie das Bad angeordnet ist.

Um den Betrieb zu beschleunigen, sind seitlich vom Brauseraume 2 Auskleideräume angeordnet, so daß sich jeweils eine Klasse auskleiden kann, während die andre Klasse badet. Außer den beiden Haupt-Brausensträngen mit je 12 Brausen ist an der Wand neben dem Mischventil noch eine Einzelbrause angebracht, so daß etwa ein Lehrer oder der Hauswart ein Brausebad nehmen kann, ohne daß die übrigen Brausen mitzulaufen brauchen. Am Mischventil kann die gewünschte Temperatur des Badewassers genau eingeregelt werden. Derartige Schulbäder finden in neuerer Zeit großen Anklang und werden nicht nur in neuen Schulen meist vorgesehen, sondern auch in viele alte Schulhäuser noch eingebaut.

Die Heizkörper sind in den Lehrzimmern absichtlich an den Innenwänden, und zwar möglichst unter den Lufteintrittstellen, angeordnet. Die von ihnen aufsteigende Wärme kommt dadurch der zuströmenden Luft zugute. Zugerscheinungen an den Fenstern sind wirksam vermieden, da überall Doppelfenster eingebaut sind und zudem in den Räumen, wie schon eingangs bemerkt, ein gewisser Ueberdruck herrscht. Fig. 14 zeigt einen Schulraum mit Zulufteintritt unter der Decke, Abluftgitter über dem Boden, einstellbarem Thermostat neben dem Schrank und dem in Verbindung mit dem Thermostaten stehenden Membranventil am Heizkörper. In den Aborten und den oberen Gängen sind die Heizkörper in den Fensternischen aufgestellt.

Fig. 14.

Lehrzimmer mit Luftein- und -austrittgitter, Thermostat und Membranventil.

Die Abluft der Schulräume tritt im unbenutzten Dachboden frei aus. Die Mündungen der Kanäle sind, wie Fig. 15 veranschaulicht, etwas über den Boden hochgeführt und durch Deckel abschließbar. Diese Deckel sind ausbalanziert und vom Untergeschoß her durch Druckluft stellbar. Von derselben Stelle aus — es ist, wie Fig. 16 zeigt, ein Kasten, der die Stellhähne enthält — können auch die Klappen am unteren Ende der drei Frischluftkanäle gestellt werden. In dem Kasten ist ferner der durch das städtische Druckwasser betriebene Luftkompressor zur selbsttätigen Erzeugung der Druckluft untergebracht. Der Behälter, in welchen er die Druckluft zuerst fördert, ist in Fig. 2 mit *c* bezeichnet. Fig. 17 gibt den Bad-

Fig. 4. Erdgeschoß.

Maßstab 1 : 200.

Legende s. Fig. 2.

Klasse 4

Klasse 5

Klasse 6

Klasse 7

Klasse 8

Druckluft

Brunnen

ventilator wieder. Sämtliche Ventilatoren bestehen aus Zylindern mit Schaufelkränzen. Der Hauptzuluftventilator wird durch einen dreipferdigen, der Badventilator und der Küchenventilator je durch einen rd. $^1/_{10}$ pferdigen Gleichstrommotor angetrieben. Der Hauptzuluftventilator ist mit einer Geschwindigkeitsregelung in den Grenzen von 50 vH versehen und vom Gange des Untergeschosses aus zu bedienen. Der Anlasser des Bad-Abluftventilators ist neben dem Bade, derjenige des Küchen-Abluftventilators in der Küche angebracht. Die ganze Anlage ist durchweg so eingerichtet, daß zu ihrer Bedienung keine weiten Wege nötig sind. Hierdurch ist ermöglicht, daß sie trotz ihrer großen Ausdehnung vom Hauswart im Nebenamt ohne Hülfsarbeiter mit Leichtigkeit bedient werden kann.

Es mögen noch einige weitere technische Angaben über diese Anlage folgen.

Die Heizfläche der beiden großen Kessel beträgt zusammen 47 qm, diejenige des kleinen 8 qm. Die im ganzen Gebäude (ausschließlich der Turnhalle) aufgestellte Radiatorheizfläche umfaßt (ausschl. 30 qm Leitungsoberfläche) 525 qm. Die Heizkammer enthält 135 qm Vorwärme- und 60 qm Nachwärme-Heizfläche. Die Berechnung hat ergeben, daß bei −20°C für die Heizung allein 264000 WE/st, für die Lüftung 137000 WE/st nötig sind. Die stündliche Zuluftmenge soll bei voller Leistung, d. h. von einer Außentemperatur von −5°C an aufwärts, 19224 cbm betragen. Aus der Schulküche, der Milchküche, den Handfertigkeitsräumen und den Aborten, welche nur Abluftkanäle haben, sollen 6215 cbm/st Luft abgeführt werden. Die stündliche Zuluftmenge von 19224 cbm ergibt für das Schulzimmer einen rd. $2^1/_2$-fachen stündlichen Luftwechsel, d. h. für Kopf und Stunde je nach Besetzung eine Lufterneuerung von 13 bis 17 cbm.

Fig. 5.

Längsschnitt durch den Ostflügel des Heiligenbergschulhauses.

Maßstab 1 : 200.

a Heizkörper
b Johnsonsches Membranventil
c Luftkompressor
d Schutzschrank
e Stellhähne
f Dunstgefäß
g Membranhebel
h Kanalthermostat
i Humidostat
k Mischklappe
1 Abluftgitter
5 Zuluftgitter

Die genannte Luftmenge wird von — 5° C an abwärts derart eingeschränkt, daß stets mit 137000 WE/st zu ihrer Erwärmung auf + 18° C ausgekommen wird.

Abgesehen von den Bauarbeiten kostete

die Heizanlage im Hauptbau	34203 Fr
die Heizanlage im Turnhaus	5110 »
die Lüftungsanlage	14020 »
die selbsttätige Temperaturregelung	7520 »
die Warmwasserversorgung	4820 »
die Gesamtkosten stellten sich also, abgesehen von den Bauarbeiten, auf	65673 Fr.

Es ist noch besonders hervorzuheben, daß die Architekten **Bridler und Völki**, die das Heiligenbergschulhaus entworfen und erbaut haben, mit großem Sachverständnis und mit Zuvorkommenheit auf die Pläne und Wünsche der Firma Gebrüder Sulzer bezüglich der Heiz- und Lüftungsanlage eingegangen sind, so daß allseitig befriedigende Lösungen der nicht durchweg leichten Aufgaben gefunden werden konnten.

Fig. 15. Abluftöffnungen im Dachboden mit durch Druckluft verstellbarer Abschlußklappe. Im Hintergrund Abluftkanal des Bades, der über Dach führt.

Zusammenfassung.

Der vorliegende Aufsatz bespricht die Heizung, Lüftung und Badeeinrichtung im Heiligenbergschulhaus zu Winterthur in ihren Einzelheiten. Die Heizung ist im Hauptbau eine Warmwasser-, im Turnhaus eine Niederdruck-Dampfheizung. Die Lüftungsanlage der Schulräume ist eine Pulsionslüftung mit einem Druckventilator im Hauptzuluftkanal. Der Abluftkanal des Schulbades ist zudem mit einem Saugventilator ausgerüstet. Die Schulküche hat nur einen Abluftkanal mit Saugventilator, und die Milchküche, die Handfertigkeitsräume, der Kesselraum und die Aborte sind nur mit Abluftkanälen versehen. Die Beschreibung der Anlagen wird vervollständigt durch Bilder sowie durch technische Angaben über die Größe der Heizflächen, die vorgesehenen stündlichen Luftmengen u. a. m.

Fig. 16. Selbsttätiger Luftkompressor nebst Stellhähnen usw. für die Johnson-Regelung.

Fig. 17. Badabluft-Ventilator im Dachboden.

Amerikanische Gießerei-Einrichtungen.[1])

Von Dipl.-Ing. U. Lohse in Stettin.

(Schluß von S. 1531)

Eine große Gießerei für leichte Gußstücke[2]).

Die Harvester Co. in Chicago hat im letzten Jahr außer ihrer Gießerei in Milwaukee eine zweite in Springfield, O. gebaut, die ausschließlich leichte Graugußstücke herstellt. Das Hauptgebäude bedeckt einen Flächenraum von 106,2 m Länge und 45,8 m Breite. An einem Ende ist die Gußputzerei mit 45,8 qm Bodenfläche untergebracht. In Nebengebäuden befinden sich die Kernmacherei, die Lager für Form- und Kernsand, Koks, Modelle sowie die Waschräume und die Schmelzöfen. Wie Fig. 14 erkennen läßt, sind diese Räumlichkeiten auf beide Seiten der Gießerei verteilt.

Fig. 14.

Gießerei der Harvester Co. in Chicago.

Das Gießereigebäude besteht aus Eisenfachwerk mit Backsteinausmauerung und hat an den Längs- und Querwänden zahlreiche Fensterreihen, wodurch für reichliches Tageslicht gesorgt ist. Ursprünglich sollte das Hauptgebäude ein Sägedach erhalten; um bessere Lichtverteilung und Lüftung zu bekommen, entschloß man sich jedoch später dazu, die in Fig. 15 zur Hälfte dargetellte Konstruktion auszuführen, die im wesentlichen aus schräggestellten Λ-förmigen Bindern besteht. Die Seitenteile vom Nebenschiffdach bis zum Giebel sind mit Schiebefenstern aus geripptem Glas bedeckt, die in vier Reihen *a* bis *d* angeordnet sind; die beiden unteren liegen schräg und sind 1,89 und 1,49 m hoch. Die Gesamthöhe der Fensterfläche auf jeder Seite des Daches beträgt 6,87 m. Die Schiebefensterreihen erstrecken sich über die ganze Länge des Gebäudes. Durch diese Dachkonstruktion wurde eine sehr günstige Beleuchtung und eine weitgehende Gelegenheit zur Lüftung erzielt.

Die größte Höhe des Hauptschiffes beträgt 14,64 m, die der Seitenschiffe 7,02 m bei 26,23 und 9,76 m Breite. Die Schiebefenster der Seitenschiffe sind bis zum Dach hochgeführt und in 3 Reihen übereinander angeordnet, so daß gleichzeitig die untere und die obere Reihe geöffnet werden können. Der obere mittlere Teil des Dachstuhles ist 20,40 m breit. Seine Eindeckung besteht aus Zement mit einem Gerippe aus gelochtem Blech. Auf der Außenseite ist der Zement mit Filz belegt, der mit Teer und Kies bedeckt wurde. Dadurch hat man eine vollkommen wasserdichte Bedachung erreicht. Die Dächer der Seitenschiffe sind ähnlich ausgeführt. Oben haben die Hauptbinder eine kleine Neigung zur Längsachse des Gebäudes, wodurch eine sich über das ganze Hauptschiff erstreckende Wasserrinne gebildet wird. Die eigenartige Binderkonstruktion ermöglichte eine Gewichtersparnis an Eisen von etwa 50 vH. Wie die Innenansicht, Fig. 16, zeigt, ist tatsächlich eine außerordentlich günstige Lichtverteilung erreicht. Man erkennt dort auch die Hauptheizleitung im Hauptschiff mit den vielen Abzweigungen nach den Seitenschiffen. Bei *a* liegt das Hauptbetriebsbureau, bei *b* der Eingang zur Kernmacherei. Der ganze Mittelbau ist nur für das Formen auf der Gießereisohle bestimmt, während in den Seitenabteilungen an Bänken geformt wird. Es wird ausschließlich Grauguß hergestellt, dessen Formen zu fast 45 vH auf Formmaschinen angefertigt werden.

Fig. 15.

Dachkonstruktion der Gießerei der Harvester Co.

Fig. 16.

Blick in die Gießhalle der Harvester Co.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Eisenhüttenwesen sowie Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 50 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) nach »The Foundry« Dez. 1911.

Weil nur leichte Gußstücke erzeugt werden, sind Laufkrane entbehrlich, und das Metall wird den einzelnen Abteilungen durch einschienige Elektrohängebahnen zugeführt, während die Formen mittels Lufthebezeuge zusammengesetzt werden, die die ganze Formerei bestreichen. Die Lufthebezeuge hängen, wie Fig. 17 zeigt, an Katzen, die auf I-Trägern *a* laufen. Die Träger werden an beiden Enden durch Räderpaare *b* gestützt, die ihrerseits wieder durch Ketten mit Daumenrädern *c* auf Längsschienen nach Art der Handlaufkrane von jedem Ende aus bewegt werden.

Fig. 17.
Lufthebezeuge und Rahmen für die Laufkatzen.

Diese Längsschienen sind in der durch Fig. 15 angedeuteten Weise teils auf Auskragungen der Hauptstützen aufgelegt, teils an die Dachbinder gehängt. Außer diesen Gruppen von Lufthebezeugen sind noch zwei elektrische Eisenschienen-Hängebahnen angeordnet, deren jede mit einer Winde versehen ist. Diese Bahnen laufen die Seitenschiffe entlang bis vor die Kuppelöfen *c*, Fig. 16. Dort biegen sie im rechten Winkel um und kreuzen das Hauptschiff, so daß zwei geschlossene Schienenstränge entstehen. Die eine Bahn geht durch die Tür zum Roheisenlager bis mitten über ein Schmalspurgleis, in dessen Wagen sie die Trichter und den Schrott abgibt. Einen Teil der Bahnen, und zwar die Stränge, die auf die Kuppelöfen zugehen, kann man in Fig. 17 bei *d* erkennen. Die Formen werden nachts entleert, und die Gußstücke werden in niedrige Wagen geworfen, die von der Elektrohängebahn aufgenommen und in die Putzerei gefahren werden.

Die Putzerei ist mit Putztrommeln, Schmirgelschleifmaschinen und Meißelbänken ausgerüstet. Die Trommeln haben Staubabsaugevorrichtungen. Der Ventilator und der Motor sind an Dachbindern aufgehängt. Trommeln und Schleifmaschinen werden durch elektrischen Gruppenantrieb betätigt; Gitter und Schutzhauben sorgen für die Gefahrlosigkeit des Betriebes. Unmittelbar über der Einfüllseite der Trommeln läuft an einem I-Träger eine Katze, an der ein Lufthebezeug für das Be- und Entladen angeordnet ist. Die Apparate sind in parallelen Reihen aufgestellt, so daß zwischen ihnen gerade Gänge entstehen, die einen ungehinderten Verkehr zwischen der Gießerei und der Putzerei ermöglichen.

Besonders eigenartig ist im Gießereibetriebe die Anordnung der Sandhaufen, die nicht, wie sonst in Amerika üblich, quer, sondern der Länge nach durch die Schiffe aufgeschüttet werden. Es sind vier solcher Haufen vorgesehen. Nach dem Entleeren der Kasten wird der Sand in einer Mischmaschine aufbereitet und von ihr fertig zum Gebrauch für das Formen in vier langen Reihen aufgehäuft.

Zwei Kuppelöfen von 1,98 m Dmr. und 22,7 t/st Schmelzleistung werden abwechselnd benutzt. Das Kuppelofenhaus ist in Eisenfachwerk erbaut und liegt ungefähr in der Mitte der einen Längswand des Hauptgebäudes. Die Gichtbühne hat man aus Eisenblech gemacht, um das Fahren der Gichtwagen zu erleichtern. Sie wird durch einen 4,5 t-Aufzug bedient. An die eine Seite des Ofenhauses schließt sich das Kokslagerhaus an, während Eisenlager und Schrottbehälter aus Beton sich an der entgegengesetzten Seite befinden. Ein Netz von Schmalspurgleisen mit Drehscheiben bedeckt den Eisenlagerplatz, wo die Gichten gattiert, gewogen und in Wagen verladen werden, in denen sie auf die Gichtbühne gelangen. Das mit der Bahn ankommende Eisen wird entsprechend der Analyse sorgfältig nach Sorten in Haufen aufgestapelt, von denen man es in die Beschickwagen wirft. Die beladenen Wagen werden über das Hauptschmalspurgleis in den Gichtaufzug geschoben, nachdem sie über eine Gleiswage gelaufen sind.

Fig. 18.
Koksförderer nach den Kuppelöfen.

Die Koks werden durch eine eigenartige Förderanlage vom Lagerhause dem Koksrumpf auf der Gichtbühne zugeführt. Der in Fig. 18 dargestellte Förderer läuft an der einen Längsseite des Koksschuppens entlang, und steigt dann bis unter das Dach des Ofenhauses an. Ueber Rutschen fallen die Koks aus dem Lager in die Zellen des elektrisch angetriebenen Förderers.

Fig. 19. Trockenöfenbatterie für Kerne.

Das einstöckige Gebläsehaus ist an das Ofenhaus angebaut. Die Leistung des Gebläses kann durch Verändern der Umlaufzahl des Antriebmotors dem jeweiligen Schmelzbetrieb angepaßt werden. Im selben Raum ist auch ein Wechselstrom-Gleichstrom-Umformer aufgestellt, der den Gleichstrom für die Elektrohängebahn liefert.

Die Kernmacherei ist 44,23 m lang und 16,78 m breit und schließt sich unmittelbar an das Hauptgebäude an. Durch eine in der mittleren Längsachse hochgeführte Backsteinmauer ist das Gebäude in zwei Hälften geteilt, so daß die eigentliche Kernmacherei von den Trockenöfen getrennt ist. Wie

aus Fig. 19 hervorgeht, besteht die Trockeneinrichtung aus vier Gruppen von je vier Oefen. Diese haben ausziehbare Abteilungen und Thermometer zum Ueberwachen der Temperatur. Wie durch Versuche festgestellt wurde, liegt die günstige Temperatur zwischen 107 und 135°, am zweckmäßigsten hat sich das Aufrechterhalten einer Temperatur von etwa 120° erwiesen. Jede Ofentür ist mit einer Einrichtung versehen, die anzeigt, wie lange der Kern im Ofen bleiben soll. Sie besteht aus einem gußeisernen Zifferblatt mit erhabenen Zahlen und einem drehbaren Zeiger. Wenn die Kerne in den Ofen gesetzt sind, wird der Zeiger so gedreht, daß er anzeigt, wann sie wieder herausgeholt werden müssen. In der Kernmacher-Abteilung sind die Bänke an der Fensterwand entlang aufgestellt. Die Kerne werden von Arbeiterinnen angefertigt, für die in einem Anbau Erholungsräume geschaffen sind. Das Kernsandlager befindet sich in einem besondern aus Beton aufgeführten Anbau mit Zementdach. Der Formsandvorrat wird in zwei Betongebäuden, die zu beiden Seiten der Kernmacherei liegen, aufbewahrt, vergl. Fig. 14. Diese haben zahlreiche Oeffnungen, die in gleicher Höhe mit den Plattformen der auf dem Gleis ankommenden Güterwagen liegen.

Die Waschräume für die Arbeiter befinden sich in einem zweistöckigen Gebäude neben dem einen Sandschuppen. Mit Rücksicht auf die große Anzahl der in den Betrieben beschäftigten Neger sind besondere Waschräume für deren ausschließlichen Gebrauch vorgesehen.

Neben Kesseln fertigt die Kewanee Boiler Co. in Kewanee, Ill., in ausgedehntem Maße derartige Heizkörper an, für die sie eine Gießereiabteilung mit ununterbrochenem Arbeitsgang eingerichtet hat. Die Formen laufen durch die Werkstatt von einem Ende zum andern auf kleinen Plattformwagen, die sich auf Schmalspurgleisen bewegen. Auf ihrem Wege folgen die einzelnen Stufen der Gußherstellung ununterbrochen hintereinander: Bedecken des Modelles mit Modellsand, Füllen des Kastens mit Füllsand, Stampfen der Form, Einlegen der Kerne, Zusammensetzen der Formhälften, Ausgießen, Abkühlen und Entleeren der Form. Außer dem Kerneinlegen, Ausgießen und Entleeren vollziehen sich die Vorgänge vollkommen selbsttätig. Auch die Beseitigung des Kernsandes aus dem fertigen Gußstück, das Reinigen durch Sandstrahlgebläse und das Putzen werden in einem weiteren selbsttätigen Arbeitsabschnitt vorgenommen. Die Aufbereitung und Zuführung des Sandes geschieht in gleicher Weise. So stellt die ganze Anlage, deren Anordnung die Figur 20 erkennen läßt, gewissermaßen eine einzige große Maschine dar. Sie wird aus Einheiten gebildet, deren jede einen bestimmten Abschnitt des Arbeitsganges auszuführen hat.

Dieser beginnt in der Kernmacherei am Ostende der Anlage. Sie ist 18,03 m breit und 48,8 m lang und in der Längsachse von einem Weitspurgleis durchzogen, dessen Wagen die Verteilung der Kerne durch die Werkstatt besorgt. Die Kernmacherbänke ziehen sich an den beiden

Fig. 20. Gießerei der Kewanee Boiler Co.

Einteilung der Gießereianlage:
1 Formerei
2 Abkühlung und Entleerung
3 Kernbeseitigung und Gußstückkühlung
4 Sandstrahlgebläse
5 Putzerei

Formvorrichtungen:
A Behälter für Modellsand
B Behälter für Füllsand
C Rahmenstampfer
D Stampfmaschine
E Gasbrenner
F Abhebevorrichtung
G Doppelformmaschine

Fördervorrichtungen:
a Kühlgleis
b Rückkehrgleis
c Riemenförderer
d Ausklopfvorrichtung für die Kerne
e Förderer zum Abkühlen der Gußstücke
g Gleis zum Zubringen der Kerne
h Plattform

Geheizt wird durch eine hochliegende Heißluftanlage. Die Luft wird in gußeisernen Kesseln erwärmt, die mit dem Abdampf der Maschinenanlage geheizt werden. Durch einen Ventilator wird die heiße Luft zunächst in zwei weite Hauptleitungen, die im Hauptschiff entlang laufen, gedrückt. Aus ihnen tritt sie unmittelbar teils durch kurze Anschlußkrümmer in den Mittelbau, teils durch Anschlußrohre in die Seitenschiffe aus, vergl. Fig. 16.

Der Modellschuppen ist massiv aus Ziegeln erbaut und liegt in einiger Entfernung von der Gießerei. Er hat nur einen Zugang und ist vollkommen feuersicher aufgeführt.

Die Seitenschiffe werden durch Wolframlampen, das Hauptschiff wird durch Bogenlampen erleuchtet.

Eine Gießerei mit Dauerbetrieb für Heizkörper[1]).

Der große Verbrauch von Heizkörpern für Zentralheizungen macht deren Massenherstellung in Zusammenhang mit selbsttätigen Förder- und Formeinrichtungen ganz besonders zweckmäßig, um so mehr, als es sich dabei um niedrige symmetrische Modelle handelt, die gut aus dem Sande gehen. Die Heizkörper werden bekanntlich aus einzelnen Hohlgußgliedern je nach der gewünschten Größe der Heizfläche zusammengesetzt, wobei alle Glieder genau gleich sind.

[1]) nach »The Foundry« Jan. 1912.

Längswänden des Raumes hin; in der äußersten Ecke steht der Kerntrockenofen.

Die Ausrüstung der Gießerei gliedert sich in fünf verschiedene Einheiten: die Formerei, die Kühlanlage für die Formen mit der Entleereinrichtung, die Einrichtung zum Entfernen der Kerne und Kühlen der Gußkörper, das Sandstrahlgebläse und die Putzerei. In der bezeichneten Folge schließt sich eine Abteilung unmittelbar an die andre an.

Die Formerei hat 2 Formmaschinen, die nebeneinander liegen, eine doppelte und eine einfache. In Verbindung mit der Doppelformmaschine werden zwei Gleise zum Kühlen der ausgegossenen Formen und eines zum Zurückbefördern der leeren Kasten benutzt, während die einfache Maschine nur mit einem Kühl- und einem Zubringegleis arbeitet. Die einfache Maschine ist größer und kann ohne Schwierigkeit 48 Doppelkasten in 1 st liefern, von denen jeder die Formen für zwei Heizkörperglieder enthält. Für den ganzen Betrieb sind nur 22 Arbeiter erforderlich.

Die allgemeine Anordnung der beiden Formmaschinen mit den anschließenden Kühl- und Entleervorrichtungen ist die gleiche, es genügt daher die Beschreibung der großen Maschine. Da die Heizkörper symmetrisch zur Mittelebene sind, so genügt ein Halbmodell zum Formen des Ober- und des Unterkastens. Die metallenen Modelle sind paarweise auf Platten befestigt und werden von kleinen Wagen getragen,

die auf Gleisen durch die Maschine laufen. Mit einem Druckwasser-Aufzug werden diese Modellplattenwagen, die durch einen Tunnel unten ankommen, auf die Höhe des Formmaschinengleises gehoben, worauf 2 Arbeiter die Kasten mittels Drucklufthebezeuge aufsetzen und die Modelle mit Druckluftbläsern reinigen. Sie sorgen auch dafür, daß die Kasten richtig auf den Modellplatten liegen, ehe sie den Wagen in die Maschine laufen lassen. In einer geschlossenen Reihe werden nun die Formwagen von einer endlosen Kette durch die Maschine gezogen. Die Schnelligkeit der Antriebkette wird durch einen Arbeiter geregelt, der an der Stelle steht, wo die Kasten abgenommen werden.

Wenn der erste Kasten von $1{,}53 \times 1{,}22$ qm in die Maschine eingetreten ist, so gelangt er zunächst unter einen Behälter A, Fig. 20, mit Modellsand. In seinem Boden befinden sich Klappen, die durch einen Luftzylinder betätigt werden. Die Steuerung dieses Zylinders wird durch den laufenden Wagen beeinflußt. Sobald der Kasten an dem betreffenden Punkt angekommen ist, wird der Luftzylinder in Tätigkeit gesetzt und öffnet die Bodenklappen, so daß die geeignete Menge Modellsand auf die Formplatte fällt, worauf sich die Klappen selbsttätig wieder schließen. Bevor der Sand auf das Modell fällt, geht er durch ein maschinell bewegtes Rüttelsieb, das zwischen dem Kasten und dem Behälterboden liegt, hindurch. Auf seinem Wege gelangt der Kasten jetzt unter einen weiteren Behälter B, der Füllsand enthält und unten durch einen doppelten Klappenboden abgeschlossen ist. In derselben Weise wie bei A betätigt ein vom Wagen gesteuerter Luftzylinder die Auslaßklappen selbsttätig und läßt den Kasten voll Sand laufen. Nunmehr kommt der Kasten unter einen Stampfer C, der den Sand an den Rändern des Kastens verdichtet. Weiter läuft der Kasten unter eine Stampfmaschine D, die seine ganze Fläche sorgfältig feststampft. Schließlich geht die Form über eine Reihe Gasbrenner E, um die Modellplatte zu erwärmen, so daß das Trennen der Form von den Modellen erleichtert wird. Am westlichen Ende dieser Abteilung bei F, Fig. 20, wird der Kasten mittels Lufthebezeuges von der Platte abgehoben, gewendet und auf einen Wagen des Abkühlgleises gesetzt. Nach Einlegen der Kerne schließt man die Form mit dem Oberkasten, der inzwischen ebenfalls durch die Formmaschine gelaufen ist. Die leeren Formplattenwagen kehren durch einen Tunnel unter der Maschine hindurch zu deren Eintrittseite zurück.

Die Bauart der beiden Sandbehälter bietet keine Besonderheiten. Der Stampfer besteht aus einem rechteckigen Eisenrahmen, der etwas kleiner als die lichte Weite der Formkasten ist. Er wird durch Exzenter mit einem senkrechten Hub von etwa 150 mm bewegt. Ein Klinkdaumen am Gleise setzt ihn im geeigneten Augenblick in Tätigkeit.

Die Stampfmaschine wird von einem Elektromotor aus durch Riemen angetrieben und läuft ununterbrochen. Sie besteht aus einer großen Anzahl Einzelstampfer von 52 mm Dmr., die durch kleine Kurbeln bewegt werden und etwa 100 Schläge in der Minute machen. Die Hubhöhe ist so bemessen, daß der Sand genügend verdichtet wird.

Das Eisen wird in zwei Kuppelöfen von 1219 mm innerem Durchmesser geschmolzen. Sie liegen auf der Südseite der Gießerei und werden abwechselnd einen Tag um den andern benutzt, so daß das Ofenfutter ausgebessert und beobachtet werden kann. Die Besitzerin hat sie selbst entworfen und ausgeführt.

Quer durch die Werkstatt erstreckt sich vor den Oefen über die Schienenstränge für den Wagen hinweg eine Plattform h aus Eisenblech. Die fertigen Formen laufen, nachdem sie auf die Kühlwagen gesetzt sind, unter dieser hinweg und werden dort selbsttätig zum Ausgießen angehalten.

Die vollgegossenen Kasten gelangen jetzt auf den Wagen in die Kühlabteilung, deren 44,2 m lange Gleise, wie Fig. 21 zeigt, nach dem Ende zu auf die Höhe des Entleerungsraumes ansteigen. Die Wagen werden an Ketten langsam das Gleis hinaufgezogen. Die leeren Kasten werden auf einem parallelen Schienenstrang zurückgeschickt. Die Kasten kommen auf eine Querbahn, mittels deren die Wagen zur Aufnahme neuer Formen wieder vor die Formmaschine geschoben werden, nachdem die Kasten auf einen Riemenförderer gestoßen sind, der sie hinter die Formmaschine bringt.

Fig. 21. Kühlabteilung.

Der Förderer c in Fig. 20, der aus 4 wagerecht nebeneinander laufenden Riemen besteht, schließt sich unmittelbar an das Ende des Gleises an und führt die leeren Kasten auf eine schiefe Ebene aus Eisenblech, über die sie unter das Ende der Formmaschine hinabgleiten und wieder in der oben erläuterten Weise zum Formen benutzt werden.

Fig. 22 stellt die Anordnung zum Entleeren der Kasten am Westende der Kühlgleise dar. Sobald die Wagen mit den ausgegossenen Formen von der Kette auf den höchsten Punkt des Schienenstranges gezogen sind, lösen sie sich aus, und haken sofort in eine andre kurze Kette ein, die mittels einer Reibkupplung angetrieben wird. An einem bestimmten Punkte werden die Wagen durch Federpuffer aufgehalten, wodurch auch die kurze Treibkette zum Stillstand kommt. Darauf werden Ober- und Unterkasten nacheinander durch ein Lufthebezeug abgenommen und seitwärts auf ein Sieb gefahren. Das Sieb hat Klammern, mit denen der Kasten schnell befestigt werden kann, ferner ist es an einer Seite in zwei Augenlagern drehbar. Durch einen Luftzylinder wird es zunächst gerüttelt, so daß aller Sand heraus und durch das Sieb fällt, alsdann um nahezu 90° gedreht. Dabei fallen die Gußstücke über eine Rutsche hinab.

Fig. 22. Entleeranlage für die Formkasten.

Nach Auflegen der leeren Kasten auf die Wagen werden die Puffer gelöst, wodurch die kurze Treibkette wieder in Bewegung gerät und den Wagen auf einen unmittelbar hinter den Puffern liegenden Schienenberg mitnimmt. Vom Gipfel dieses Berges läuft der Wagen infolge seiner Schwerkraft durch die Weiche am Ende des Gleises und von hier auf das Rückführgleis, wobei er durch eine zwischen den Schienen

liegende Schleifbremse am Durchgehen verhindert wird. Hinter der Bremse wird er wieder von einer langen Treibkette erfaßt, die ihn bis an das Ende des Gleises vor das Quergleis bringt.

Der Sand fällt durch das Sieb in einen Behälter, durch dessen Boden er auf einen wagerechten Riemenförderer gelangt. Ein Becherwerk nimmt den zugeführten Sand auf und hebt ihn auf das Obergeschoß, von wo er durch ein Trommelsieb und eine Mischmaschine schließlich auf einen langen Riemen ausläuft. Der Riemen führt ihn dem Sandbehälter *B*, Fig. 20, der Formmaschine zu; auf diesem Wege wird er angefeuchtet und erhält, kurz bevor er in den Behälter fällt, einen entsprechenden Zusatz von frischem Sand.

Die fertigen Gußstücke gleiten über die Rutsche auf einen darunter stehenden Tisch, von dem sie durch einen langsam laufenden Förderer von 39,7 m Länge zum Sandstrahlgebläse geführt werden. Der Förderer besteht aus einer endlosen Kette mit Haken, an denen die heißen Gußstücke hängen, und bewegt sich mit einer Geschwindigkeit von 1,8 m/min, so daß die Heizglieder reichlich Zeit zum Abkühlen finden, ehe sie zum Gebläse gelangen.

Am Beschickende des Förderers sind drei durch Daumen bewegte Stahlschienen angeordnet, die beim Vorbeigehen der Heizkörper gegen diese schlagen. Durch den Schlag wird die Kernmasse zertrümmert und fällt unten heraus, so daß die Glieder immer ziemlich sauber sind, wenn sie am Entladungsende ankommen. Die Lage des Sandgebläses läßt Fig. 20 erkennen. Die Heizglieder werden durch einen Kettenförderer unter den Sanddüsen vorbei nach der am westlichen Ende der Anlage angeordneten Putzerei gebracht. Die Maschine hat 4 Düsen auf jeder Seite und ist mit einer Einrichtung versehen, um den Blasesand vom abgeblasenen Formsand trennen zu können. Dabei wird die Verschiedenheit des spezifischen Gewichtes beider Sandsorten ausgenutzt.

Die Putzerei ist 24,4 × 24,4 qm groß und mit 5 Schmirgelschleifmaschinen ausgestattet, die in einer Reihe parallel zu dem Förderer stehen, der die Körper von dem Sandgebläse heranbringt. Die Schmirgelscheiben beseitigen die Gußnähte und andre etwa noch vorhandene Unebenheiten.

Fig. 23.
Verbindung der Heizglieder.

Aus der Putzerei gelangen die Glieder durch ein Lager von 12,2 × 48,8 qm in die mechanische Werkstatt im Norden der Anlage. Sie hat 39,6 × 48,8 qm Gebrauchfläche und ist mit den nötigen Werkzeugen zum Zusammensetzen und Fertigmachen der Heizkörper versehen. Die einzelnen Glieder werden nicht miteinander verschraubt, sondern, wie Fig. 23 zeigt, durch Tempergußnippel auf einer besondern Presse miteinander verbunden.

Oestlich von dieser Werkstattabteilung liegt ein großer Lager- und Packraum, der 127,8 m lang und 36,6 m breit und mit den umfangreichsten Einrichtungen zum Lagern, Verpacken und Versenden der fertigen Erzeugnisse versehen ist.

Zusammenfassung.

Die infolge des großen Absatzgebietes in den Vereinigten Staaten möglich gewordene Massenerzeugung gestattet auch im Gießereiwesen die Anwendung von Sondereinrichtungen, durch die die Erzeugung wesentlich erhöht wird. Wie sich Gießereianlagen besonders durch weitgehende Fördereinrichtungen in Verbindung mit sachgemäßer Anordnung der Gebäudeanlagen der Art der Gußwerke anpassen lassen, wird an Beispielen von Gießereien amerikanischer Firmen von Ruf beschrieben. Den Erläuterungen sind die in »The Foundry« seinerzeit gemachten Angaben über die neuen Anlagen der National Brake and Electric Co. in Milwaukee, von French & Hecht in Davenport, der Harvester Co. in Springfield und der Kewanee Boiler Co. in Kewanee, Ill., zugrunde gelegt.

Die Gesetze der Flüssigkeitsströmung bei Berücksichtigung der Flüssigkeits- und Wandreibung.[1]

Von Dr.-Ing. **Victor Kaplan,** Dozent an der deutschen Technischen Hochschule in Brünn.

I. Theoretische Grundlagen.

Die Gesetze der wirklichen Flüssigkeitsströmung mit Rücksicht auf die durch die Zähigkeit und Wandreibung hervorgerufenen Druck- und Geschwindigkeitsänderungen sind für die in der ausführenden Technik allein maßgebenden turbulenten Bewegungserscheinungen bisher vollständig unbekannt. Immerhin kommt ihnen jedoch nicht nur in der theoretischen Hydromechanik sondern auch auf allen praktischen Anwendungsgebieten der Flüssigkeitsströmung eine grundlegende Bedeutung zu, wie dies beispielsweise bei den Strömungsvorgängen in Wasser-, Dampf- und Gasturbinen sowie im Schiffbau und in neuester Zeit im Luftschiff- und Flugzeugbau der Fall ist.

Eine Verfolgung der neueren Literatur hinsichtlich aller die Strömungserscheinungen von Flüssigkeiten behandelnden Arbeiten läßt die Tatsache erkennen, daß die frühere eindimensionale Behandlung der Strömungsvorgänge immer mehr und mehr durch die genauere zweidimensionale Behandlung verdrängt wird. Daß durch die letztere das wirkliche Strömungsbild schärfer umschrieben wird, ist ganz zweifellos und vom Verfasser auch durch den praktischen Versuch bestätigt[2]. Immerhin ist aber auch die »Potentialströmung« nur imstande, das Wirklichkeitsbild einer Naturströmung in den gröbsten Umrissen wiederzugeben, weil eben die »Wandreibung« einen so maßgebenden Einfluß auf die Geschwindigkeitsverteilung ausübt, daß sie füglich nicht vernachlässigt werden darf. Vollständig ähnliche Erscheinungen des Reibungseinflusses fester Körper treten ja auch bei unsern Kraft- und Arbeitsmaschinen auf, und so wenig heute ein Maschineningenieur denkbar ist, der etwa den Entwurf eines Hebezeuges bei Vernachlässigung der Getriebereibung seiner Konstruktion zugrunde legt, so wenig kann auch auf Grundlage der reibungsfreien Potentialströmung ein Schluß auf die wirkliche Naturströmung gezogen werden.

Daß der bisher geübte Vorgang, die Reibungsverluste als einen Prozentsatz des Gesamtgefälles einzuschätzen, auf Fehlschlüsse führt, habe ich an andrer Stelle gezeigt[1].

Die rein praktische, aus der Naturbeobachtung geschöpfte Erkenntnis von der Wichtigkeit der Berücksichtigung des Reibungseinflusses ist in der praktischen Hydrometrie schon längst erkannt, und alle Bestrebungen, die Abhängigkeit der Wassergeschwindigkeit von der Höhenlage und Beschaffenheit der Flußsohle durch eine »Geschwindigkeitsformel« auszudrücken, sind darauf zurückzuführen. Da jedoch die auf diesem Wege gewonnenen Ergebnisse rein

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2] Vergleiche die Veröffentlichung des Verfassers: Einrichtung und Versuchsergebnisse des Turbinenlaboratoriums an der Technischen Hochschule in Brünn, Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1912 Nr. 17.

[1] Kaplan: Die Berechnung der Flüssigkeitsreibung in Saugrohren, Düsen und Zellen von Turbinen und Pumpen und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad, Z. f. Turbinenw. 1912 S. 83 u. f.

empirischer Natur sind, so können auch sie das Wirklichkeitsbild der Wasserströmung nicht umfassen, weil die eingeführten Konstanten nur gerade an der Beobachtungsstelle als konstant anzusehen sind, so daß, strenge genommen, für verschiedene Flüsse und Beobachtungsstellen verschiedene Geschwindigkeitsformeln aufgestellt werden müßten. Derartige Formeln sind in großer Zahl vorhanden, indem man versucht hat, den Geschwindigkeitsverlauf durch parabolische, hyperbolische und logarithmische Kurven auszudrücken. (Eine ausführliche Literaturangabe darüber findet sich in dem Buche von Christen: Das Gesetz der Translation des Wassers, Leipzig 1903.)

So wenig auch durch solche empirische Formeln allgemein gültige Gesetze der Reibungsströmung angegeben werden können, so sind wir in letzter Linie, wenn es sich beispielsweise um die Rauheit der Wände handelt, doch nur auf den praktischen Versuch angewiesen, so daß auch in diesem Fall eine zweckmäßige Vereinigung der exakten Forschung mit den Versuchsergebnissen die größte Aussicht auf eine die Theorie und Praxis gleich befriedigende Lösung bietet. Dieser Doppelweg soll auch hier eingeschlagen werden. Die Erfahrung lehrt, daß das Durchschnittsbild der Reibungsströmung von dem Strömungszustand abhängt, welcher die Flüssigkeitsbewegung einleitet. Wird im besonderen ein Teil der zur Verfügung stehenden Gesamtenergie zur Druck- bezw. Geschwindigkeitsänderung verwendet, so folgt der Strömungsverlauf anderen Gesetzen als unter der Voraussetzung, daß sämtliche bewegenden Kräfte durch die Reibungswiderstände aufgehoben werden. Die folgenden Untersuchungen sollen sich auf die gesetzmäßige Ermittlung der Strömungserscheinungen der erst erwähnten Art beschränken.

Zu diesem Behufe werde vorderhand von der reibungsfreien Potentialströmung in einem wagerechten geradlinigen Kanal von Rechteckquerschnitt ausgegangen, für welchen die Voraussetzung gemacht werden muß, daß die Begrenzungswände des Kanales ideal reibungslos sind. Ist ferner der Energieinhalt E im Normalschnitt CC konstant, Fig. 1, so

Fig. 1.

Reibungsfreie Potentialströmung.

bleibt er es auch im weiteren Verlaufe der Bewegung, da nach den gemachten Voraussetzungen die Wirbelkomponenten verschwinden müssen. Man erhält daher die Geschwindigkeit in jedem beliebigen Punkte von NN aus

$$\frac{c^2}{2g} + h_p = E = H = \text{konst} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

zu

$$c = \sqrt{2g[E - h_p]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2),$$

unter h_p den an der Meßstelle vorhandenen hydraulischen Ueberdruck, in m Wassersäule ausgedrückt, verstanden.

Ist im besondern ein solcher nicht vorhanden, so wird

$$c = \sqrt{2gE} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Man erhält daher als zeichnerisches Bild der in NN vorhandenen Geschwindigkeitsverteilung die in Fig. 1 durch gg dargestellte Gerade.

Sobald nunmehr die einschränkende Bedingung der reibungsfreien Begrenzungswände — zunächst nur für die Bodenwand — fallen gelassen wird, muß sich zweifellos eine vollständig geänderte Geschwindigkeitsverteilung einstellen, wie sie etwa gemäß dem Verlauf der Kurve i, Fig. 2, auch durch den Versuch ermittelt werden kann. Dabei soll vorderhand nur der Geschwindigkeitsverlauf in NN senkrecht zu der mit Reibung behafteten Bodenwand AB in Betracht gezogen werden.

Fig. 2.

Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse einer Reibungsströmung.

Es ist ohne weiteres klar, daß die der Reibungswand benachbarten Füssigkeitsteilchen die größte Geschwindigkeitseinbuße erleiden müssen, weil die an der Wand auftretenden Kohäsionskräfte den Betrag der absoluten Zähigkeit der Flüssigkeit, wenigstens für die in der Technik verwendeten Flüssigkeiten, wesentlich überragen.

Da die Voraussetzung eines geradlinigen Kanales zur weiteren Folge hat, daß außer der Schwerkraft keine äußeren Massenkräfte vorhanden sind, welche eine Veränderung des hydraulischen Druckes hervorrufen könnten, so muß schon aus dieser Tatsache geschlossen werden, daß das Wirklichkeitsbild einer mit Reibung behafteten Strömung durch einen im allgemeinen veränderlichen Energieinhalt gekennzeichnet ist, dessen Größe zweifellos von der Geschwindigkeitsverteilung im Normalschnitt NN abhängig ist. Die zu lösende Aufgabe läuft darauf hinaus, die Abhängigkeit des Energieinhaltes von der Wandferne bezw. der Geschwindigkeit festzustellen.

Die durch die Widerstände der Reibungswand AB entstehenden mittleren Reibungsverluste lassen sich durch eine der in der Praxis gebräuchlichen Formeln mit ziemlicher Genauigkeit angeben. Ist c_m die mittlere Durchflußgeschwindigkeit des Kanales und h_{r_m} der erwähnte Reibungsverlust in m Wassersäule, so folgt aus Fig. 2:

$$\frac{c_m^2}{2g} + h_{r_m} = \frac{c_m^2}{2g} + h_{p_m} = E_m \quad . \quad . \quad . \quad (4),$$

unter E_m den mittleren Energieinhalt verstanden.

Sobald jedoch statt der mittleren Geschwindigkeit c_m die etwa im Punkte X_1 vorhandene wirkliche Geschwindigkeit c herausgegriffen wird, gilt obige Beziehung nicht mehr, weil zweifellos von den über XX_1 mit größerer Geschwindigkeit strömenden Wasserschichten an die unter XX_1 fließenden eine bestimmte Energiemenge übertragen wurde, deren Größe h_s ebenfalls in Druckhöhe für 1 m Wassersäule ausgedrückt werden soll.

Es ist daher zu setzen:

$$\frac{c^2}{2g} + h_r = \frac{c_m^2}{2g} + h_p + h_s = E_m + h_s \quad . \quad . \quad (5).$$

Die Größe von h_s ist zweifellos von der Größe der Tangentialspannung der Flüssigkeit abhängig und läßt sich wie folgt bestimmen.

Ist p die für die Flächeneinheit des Querschnittes bs auszuübende Kraft, welche erforderlich ist, um der auf die Flächeneinheit des Längsschnittes XX_1 wirkenden Schubkraft t das Gleichgewicht zu halten, so muß

$$t b L = p b s$$

und, weil

$$h_s = \frac{p}{\gamma},$$

auch

$$h_s = \frac{t L}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

sein. Gl. (5) geht daher über in

$$\frac{c^2}{2g} + h_r = E_m + \frac{t L}{\gamma s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Was die längs des Normalschnittes im allgemeinen veränderliche Schubkraft t anbelangt, so ist zu beachten, daß sich der Strömungsvorgang, der Voraussetzung entsprechend, im Gebiete der turbulenten Erscheinungen[1]) abspielt. Es verliert daher die für die Poiseuillesche Geschwindigkeit auch durch den praktischen Versuch bestätigte Newtonsche Hypothese über die laminare Reibung, nach welcher

$$t = \eta \frac{dv}{ds}$$

ist, d. h. die Schubspannung t proportional der Geschwindigkeitsänderung in einer zur Geschwindigkeit senkrechten Richtung verläuft, ihre Gültigkeit.

Die Auswertung der zu vorliegenden Zwecken angestellten Versuche ergab jedoch, daß sich folgender Ansatz über die Schubspannungsverteilung mit den praktischen Erfahrungen in Einklang befindet:

$$t = \mu s v \frac{dv}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8),$$

ein Ausdruck, welcher in ähnlicher Form von Prof. Dr. Hamel verwendet wurde[2]).

Dabei bedeutet s den Abstand der in Betracht gezogenen Flüssigkeitsschicht von der Reibungswand (AB, Fig. 2), v ihre Geschwindigkeit und μ eine Konstante, welche der Zähigkeit der Flüssigkeit proportional ist.

Unter diesen Voraussetzungen geht Gl. (7) über in

$$\frac{c^2}{2g} + h_r = E_m + \frac{\mu}{\gamma} L v \frac{dv}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

In dieser Gleichung ist nunmehr noch h_r zu bestimmen. Versuche haben erwiesen, daß h_r nicht nur von der Geschwindigkeit und von der Wandferne, sondern auch von der Rauhigkeit der Kanalwände in erheblichem Maß abhängt, und da es wohl nicht möglich ist, die letztere als analytische Funktion darzustellen, so bleibt auch hier nur der Weg des wissenschaftlichen Versuches gangbar. Die durch diesen gewonnene Formel von Dr. Biel (vergl. Fußnote 1) gibt eine Handhabe, die erwähnten Funktionswerte mit einer selbst für wissenschaftliche Zwecke genügenden Genauigkeit zu bestimmen.

Auf Grund eines umfassenden Versuchsmateriales gelangte Biel zu folgendem Ausdruck für den durch die Flüssigkeitsreibung hervorgerufenen und in m Wassersäule ausgedrückten Gefällverlust:

$$h_r = \frac{L c^2}{R}\left(a + \frac{f}{\sqrt{R}} + b\,\frac{\eta}{\gamma}\,\frac{1}{v\sqrt{R}}\right) \quad . \quad . \quad (10);$$

darin bedeutet c die in m ausgedrückte mittlere Durchflußgeschwindigkeit durch ein Rohr oder einen Kanal, dessen Länge L km beträgt. Ferner bedeutet R den sogenannten hydraulischen Radius, welcher ausgedrückt wird durch

$$R = \frac{\text{Querschnitt in qm}}{\text{Umfang in m}},$$

a den sogenannten Grundfaktor, der nach Biel für Rohre beliebigen Rauhigkeitsgrades $= 0{,}12$ gesetzt wird, f den sogenannten Rauhigkeitsfaktor, der je nach dem Rauhigkeitsgrade von $0{,}0064$ bis $0{,}072$ anzunehmen ist.

Im dritten Klammerglied erscheint nach Biel die Zähigkeit berücksichtigt, welcher jedoch in der nach Biel bezeichneten Form für die Beurteilung der Größe des Reibungsverlustes nur eine untergeordnete Bedeutung zukommt, sofern die in der Technik gebräuchlichen Strömungsgeschwindigkeiten nicht überschritten werden[1]).

In der Folge soll daher dieses Glied vernachlässigt und Gl. (10) in der vereinfachten Form benutzt werden:

$$h_r = \frac{c^2 L}{R}\left(a + \frac{f}{\sqrt{R}}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11).$$

Für die vorliegenden Zwecke soll schließlich h_r noch in der Weise umgeformt werden, daß der hydraulische Radius in mm, die Rohrlänge in m eingeführt wird, was, wie leicht einzusehen, nur eine Aenderung des Wertes der Konstanten f bedingt, um die Druckhöhe wieder in m Wassersäule zu erhalten.

Fig. 3.

Unter der Annahme eines rechteckigen Kanales, Fig. 3, ergibt sich daher für R:

$$R = \frac{s t}{2 s + 2 t}.$$

Wie an andrer Stelle gezeigt worden ist[2]), verliert Formel (11) ihren Gültigkeitsbereich für praktische Rechnungen auch dann nicht, wenn eine oder mehrere Wände als reibungslos vorausgesetzt werden. Im besondern ergibt sich unter der Voraussetzung, daß nur die Bodenwand (AB in Fig. 2) mit Reibung behaftet ist:

$$R = \frac{s t}{t} = s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12),$$

und daher nach Formel (11) die Reibungsverlusthöhe:

$$h_r = \frac{c^2 L}{s}\left(a + \frac{f}{\sqrt{s}}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

Die Verbindung der Gleichung (9) mit (13) ergibt schließlich:

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{c^2 L}{s}\left(a + \frac{f}{\sqrt{s}}\right) = E_m + \frac{\mu}{\gamma} L v \frac{dv}{ds} \quad . \quad (14).$$

Die später näher zu besprechenden Versuche des Verfassers lassen die Tatsache erkennen, daß mit wachsender Wandferne die früher geschilderte Energieübertragung von Schicht zu Schicht rasch abnimmt. Schon wenige Zentimeter Entfernung von der Reibungswand genügen, um bei den gebräuchlichen Strömungsgeschwindigkeiten in Wasserschichten zu gelangen, bei welchen eine erhebliche Energiemitteilung nicht mehr stattfindet, so daß von dieser Stelle an mit großer Annäherung von einer Konstanz des Energieinhaltes im betrachteten Normalschnitt gesprochen werden kann. Dieser Umstand erlaubt es, Gl. (14) in folgender Form einer angenäherten Lösung zuzuführen. Sieht man vorderhand von einer Energiemitteilung von Schicht zu Schicht überhaupt ab, schreibt also:

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{c^2 L}{s}\left(a + \frac{f}{\sqrt{s}}\right) = E_m,$$

so läßt sich aus dieser Gleichung c bestimmen zu

$$c = \sqrt{\frac{2 g E_m}{1 + \frac{2 g L}{s}\left(a + \frac{f}{\sqrt{s}}\right)}} \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Setzt man der Einfachheit halber

$$\sqrt{1 + \frac{2 g L}{s}\left(a + \frac{f}{\sqrt{s}}\right)} = k_s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16),$$

und ebenso

$$\sqrt{2 g E_m} = c_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17),$$

[1]) Vergl. Dr. Biel: Ueber den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten, Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 44 S. 11.

[2]) Vergl. Georg Hamel: Das Ausströmen von Gasen durch Düsen, Z. 1911 S. 1895 u. f. Auch die Anregung zur Verwertung obigen Ansatzes verdankt der Verfasser einer persönlichen Rücksprache mit Prof. Hamel.

[1]) Vergl. die Untersuchungen Prof. Camerers, Z. f. Turbinenw. 1909 S. 501.

[2]) V. Kaplan: Die Berechnung der Flüssigkeitsreibung in Saugrohren, Düsen und Zellen von Turbinen und Pumpen, Zeitschr. f. d. g. Tw. 1912 S. 83 u. f.

wobei zunächst c_1 als konstant anzusehen ist, so wird in erster Annäherung auch

$$c = \frac{c_1}{k_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18).$$

Das aus Gl. (18) für ein kleines s ermittelte c muß offenbar ebenfalls zu klein ausfallen, weil die beim wirklichen Strömen auftretende Energieübertragung unberücksichtigt blieb. Immerhin gibt Gl. (18) für mittlere Kanallängen noch eine leidlich gute Uebereinstimmung mit dem Wirklichkeitsbilde, weshalb sie zur Ermittlung des durch Gl. (6) dargestellten Energiezuwachses benutzt werden kann. Schreibt man diesen in der Form

$$h_s = \frac{\mu}{\gamma} L v \frac{dv}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19),$$

und benutzt Gl. (18) zur Ermittlung obigen Wertes, so folgt durch Differentiation

$$\frac{dc}{ds} = -\frac{c_1}{k_s^2} \frac{dk_s}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20).$$

Ebenso aus Gl. (16):

$$\frac{dk_s}{ds} = -\,{}^1\!/_2 \frac{2 g L a s^{1/2} + 3 g L f}{s^{5/2} k_s} \quad . \quad . \quad . \quad (21);$$

daher

$$\frac{dc}{ds} = {}^1\!/_2\, c_1 \frac{2 g L a s^{1/2} + 3 g L f}{s^{5/2} k_s^3} \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

und, wenn schließlich

$$\frac{dv}{ds} \text{ rd. } \frac{dc}{ds} \quad \text{und} \quad v \text{ rd. } \frac{c_1}{k_s}$$

gesetzt wird, nach Gl. (19)

$$h_s = {}^1\!/_2 \frac{\mu}{\gamma} L^2 c_1^2 \frac{2 g a s^{1/2} + 3 g L f}{s^{5/2} k_s^4} \quad . \quad . \quad (23).$$

Mithin geht Gl. (14) über in

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{c^2 L}{s}\left(a + \frac{f}{\sqrt{s}}\right) = E_m + {}^1\!/_2 \frac{\mu}{\gamma} L^2 c_1^2 \frac{2 g a s^{1/2} + 3 g L f}{s^{5/2} k_s^4} \quad (24).$$

Setzt man noch

$${}^1\!/_2 \frac{\mu}{\gamma} = \psi$$

und sucht aus Gl. (24) die Geschwindigkeit, so ergibt sich

$$c = \frac{\sqrt{2g\left[E_m + \psi c_1^2 L^2 \frac{2 g a s^{1/2} + 3 g f}{s^{5/2} k_s^4}\right]}}{k_s} \quad . \quad (25)$$

und, wenn nach früherem

$$E_m = \frac{c_m^2}{2g} + h_{p_m}$$

gesetzt wird, wobei h_{p_m} allgemein den hydraulischen Druckhöhenunterschied zweier um die Länge L entfernter Normalschnitte angibt, so läßt sich auch schreiben:

$$c_1 = \sqrt{2g E_m},$$

wobei nun c_1 jene idelle Geschwindigkeit bedeutet, welche sich an der Meßstelle einstellen würde, wenn die Kanalwandungen reibungslos wären. Durch Einführung dieser Beziehung vereinfacht sich Formel (25) und geht über in

$$c = \frac{c_1 \sqrt{1 + 2 g \psi L^2 \frac{2 g a s^{1/2} + 3 g f}{s^{5/2} k_s^4}}}{k_s} \quad . \quad . \quad (26).$$

Die Gleichungen (18) und (19) zeigen nunmehr, daß der gesamte Energieinhalt des strömenden Wassers bei abnehmender Wandferne ganz wesentlich zunimmt, ein Ergebnis, welches bei oberflächlicher Betrachtung nicht vermutet werden konnte, weil doch augenscheinlich der Einfluß der Reibung nur energievernichtend wirken kann. Tatsächlich läßt sich auch aus Gl. (25) oder (26) diese energievernichtende Wirkung erkennen, wenn beachtet wird, daß die im strömenden Wasser wirklich noch vorhandene kinetische Energiemenge durch $\frac{c^2}{2g}$ bestimmt ist; ein Wert, welcher, wie man sich leicht überzeugen kann, mit gegen null abnehmender Wandferne ebenfalls verschwindet. Der Wurzelausdruck in Gl. (25) oder (26) stellt daher jene ideelle Energieverteilung vor, welche zwar durch den Einfluß der Wandreibung entstanden, durch diese aber noch nicht verändert wurde, und soll daher in Zukunft als die ideelle Energie bezeichnet werden.

Im besondern ist aus Formel (26) ersichtlich, daß für $s = 0$ $c = 0$ folgt: eine Tatsache, welche mit den Voraussetzungen vollauf übereinstimmt. Die der Reibungswand unmittelbar benachbarte Flüssigkeitschicht klebt an der Wand. Andererseits folgt jedoch für $s = \infty$ $c = c_1$, d. h. mit wachsender Wandferne nähert sich die wirbelbehaftete Reibungsströmung immer mehr und mehr der reibungs- und wirbelfreien Potentialströmung, oder was das Gleiche besagt: Mit wachsender Wandferne nähert sich der Energieinhalt der Reibungsströmung einem konstanten Energie-Grenzwerte[1]) (Potentialströmung).

Die durch Gl. (25) und (26) aufgestellten Formeln lassen für den praktischen Gebrauch noch eine Vereinfachung zu, wenn

$$\psi\,(2 g a s^{1/2} + 3 g f) = A \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

und

$$\psi\, 2 g\,(2 g a s^{1/2} + 3 g f) = B \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

gesetzt wird, wobei A bezw. B konstante Mittelwerte vorstellen. Wie man sich überzeugt, hat tatsächlich das mit $s^{1/2}$ behaftete Glied auf die Größe von h_s nur einen untergeordneten Einfluß, dessen Vernachlässigung später auch noch durch den Versuch begründet werden soll.

Für den praktischen Gebrauch empfehlen sich daher die Formeln

$$c = \frac{\sqrt{2g\left[E_m + L^2 \frac{A c_1^2}{s^{5/2} k_s^4}\right]}}{k_s} \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

und

$$c = \frac{c_1 \sqrt{1 + L^2 \frac{B}{s^{5/2} k_s^4}}}{k_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

Handelt es sich um genaue Untersuchungen, so ist zu beachten, daß die Gleichungen (29) und (30) aus der ersten Näherungsgleichung (18) abgeleitet wurden, daher deren Fehlerquelle, wenn auch nur in geringerem Maße, haben. Es unterliegt aber keinen Schwierigkeiten, die letztere beliebig herabzusetzen, was am einfachsten wie folgt geschehen kann:

Wie früher aus der rohen Näherungsgleichung (18) läßt sich nunmehr aus der vervollkommneten Gl. (30) ein Wert für $v \frac{dc}{ds}$ bestimmen, wodurch wieder h_s genauer wird. Man könnte den angegebenen Weg beliebig oft wiederholen und auf diese Weise zu beliebig genauen Endergebnissen gelangen. Führt man die angedeutete Differentiation wirklich durch, so zeigt sich, daß sich der gefundene Wert für $\frac{dc}{ds}$ von dem aus Gl. (23) erhaltenen nur durch Glieder kleiner Größenordnung unterscheidet, weshalb wie früher gesetzt werden kann:

$$\frac{dc}{ds} = {}^1\!/_2\, c_1 \frac{2 g L a s^{1/2} + 3 g L f}{s^{5/2} k_s^3} \quad . \quad . \quad . \quad (23).$$

Für v ist jedoch nunmehr zu schreiben:

$$v = \text{rd. } c = \frac{c_1 \sqrt{1 + L^2 \frac{B}{k_s^4 s^{5/2}}}}{k_s} \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

Daher wird h_s nach entsprechender Reduktion:

$$h_s = c_1^2 L^2 \frac{A}{s^{5/2} k_s^3} \frac{\sqrt{1 + \frac{L^2 B}{k_s^4 s^{5/2}}}}{k_s} \quad . \quad . \quad . \quad (31);$$

mithin:

$$c = \frac{\sqrt{2g\left[E_m + c_1^2 L^2 \frac{A}{s^{5/2} k_s^4} \sqrt{1 + L^2 \frac{B}{k_s^4 s^{5/2}}}\right]}}{k_s} \quad . \quad (32),$$

[1]) Dabei ist hier, wie später noch näher ausgeführt werden soll, immer das Durchschnittsbild der Reibungsströmung im Auge behalten. Die von Prof. Prandtl (Verh. des III. internat. Mathematiker-Kongresses in Heidelberg 1904) theoretisch und praktisch ermittelte Ablösung der Wirbel in den »Grenzschichten« stellt einen nicht stationären Zustand vor, auf den wohl dieses später geschilderte regellose Schwanken der Piezometerstände zurückgeführt werden könnte. Im übrigen wären die Prandtlschen »Grenzschichten« mit der hier gefundenen Zone eines intensiven Energietransportes in enger Beziehung.

und wenn wie früher

$$E_m = \frac{c_1^2}{2g}$$

gesetzt wird:

$$c = \frac{c_1 \sqrt{1 + L^2 \frac{B}{s^{5/2} k_s^4}} \sqrt{1 + L^2 \frac{B}{k_s^4 s^{5/2}}}}{k_s} \quad . \quad . \quad (33).$$

Für kurze Kanäle (etwa $L < 1$ m) läßt sich bei mittleren Geschwindigkeiten noch dadurch eine Vereinfachung erzielen, daß man den Wurzelausdruck

$$\sqrt{1 + L^2 \frac{B}{k_s^4 s^{5/2}}}$$

in eine Reihe entwickelt, weil selbst für die kleinsten praktisch noch untersuchbaren Wandfernen (s etwa 2 mm) der Ausdruck

$$L^2 \frac{B}{s^{5/2} k_s^4}$$

gegenüber der Einheit klein ist.

Setzt man daher

$$\sqrt{1 + L^2 \frac{B}{s^{5/2} k_s^4}} \doteq 1 + {}^1/_2 L^2 \frac{B}{s^{5/2} k_s^4},$$

so geht schließich Formel (33) über in

$$c = c_1 \frac{\sqrt{1 + \frac{L^2 B}{s^{5/2} k_s^4} + {}^1/_2 \left(\frac{L^2 B}{s^{5/2} k_s^4}\right)^2}}{k_s} \quad . \quad . \quad (34),$$

deren Fehlergrenzen noch unter den unvermeidlichen Beobachtungsfehlern liegen, wie dies aus den später geschilderten Versuchsergebnissen entnommen werden kann.

Bei gegebener Kanallänge und Rauhigkeit hat der Wurzelwert in Gl. (34) eine unveränderliche Größe, der ebenso wie k_s für jeden s-Wert in Tabellenform bestimmt werden kann. Setzt man daher

$$\sqrt{1 + \frac{L^2 B}{s^{5/2} k_s^4} + {}^1/_2 \left(\frac{L^2 B}{s^{5/2} k_s^4}\right)^2} = m_s,$$

so ist auch

$$c = \frac{c_1 m_s}{k_s} \quad . \quad . \quad . \quad (35),$$

woraus unmittelbar das wichtige Ergebnis folgt, daß die bei verschiedenen Energiehöhen sich einstellende Geschwindigkeitsverteilung keinesfalls in geometrisch ähnlichen Kurven erfolgt.

Die bisher gewonnenen Lösungen der Geschwindigkeits- und Energieverteilung einer Reibungsströmung sind insofern noch eingeschränkt, als die Voraussetzung aufrecht erhalten bleiben mußte, daß nur die Bodenwand des Kanales reibungsbehaftet sei. Nunmehr soll auch diese Einschränkung fallen gelassen und eine allgemeine Lösung angegeben werden.

In Gl. (19) hat h_s die Bedeutung einer hydraulischen Energie oder Druckhöhe, und da für einen vorliegenden Fall

$$\frac{\mu}{\gamma} L = \varepsilon = \text{konst}$$

anzusehen ist, so kann sie auch in der Form geschrieben werden:

$$h_s = \varepsilon v \frac{dv}{ds} = -\varepsilon' \frac{dE}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36),$$

wobei E nunmehr den im Normalschnitt NN, Fig. 2, im allgemeinen veränderlichen Energieinhalt vorstellt, welcher in Form von kinetischer Energie in der strömenden Flüssigkeit tatsächlich vorhanden ist.

Gl. (36) läßt aber auch noch eine andre Deutung zu, indem h_s auch als diejenige Druckhöhe aufgefaßt werden kann, welche von einer Flüssigkeitschicht auf deren Nachbarschicht übertragen wird, und weil die erstere der Energieänderung der beiden in Betracht gezogenen Schichten proportional gefunden wurde, so kann auch von einem Druckhöhen- oder kurz »Kraftfluß« gesprochen werden.

Da ferner wegen der Kontinuität der Strömung eine Aenderung des ideellen Energieinhaltes in der Stromrichtung nicht möglich ist, so muß, falls vorderhand nur eine Reibungswand angenommen wird, der Kraftfluß senkrecht zu dieser, also auch normal zur Stromrichtung erfolgen. Damit sind aber auch alle Bedingungen erfüllt, welche an das Vorhandensein eines Potentiales geknüpft sind, so daß also die Behauptung aufgestellt werden kann, daß — im Gegensatz zu den bisherigen Anschauungen — auch beim Durchschnittsbild der turbulenten Reibungsströmung von einer Potentialströmung im Sinne der obigen Ausführungen gesprochen werden kann.

Im besondern stellen daher die Flächen gleichen kinetischen Energieinhaltes Niveauflächen vor; wenn diese so angeordnet werden, daß sich die Energie beim Uebergang von einer Niveaufläche zur Nachbarfläche um den kleinen aber festen Betrag $\Delta E = \delta$ ändert (vergl. Fig. 4), so wird mit abnehmendem δ

$$h_s = -\varepsilon \frac{\delta}{\Delta s} = -\frac{\text{konst}}{\Delta s} \quad . \quad . \quad . \quad (37),$$

woraus folgt, daß die von Schicht zu Schicht übertragene Kraft umgekehrt proportional dem Abstande zweier Niveauflächen sein muß.

Stellt daher statt AB nunmehr AC, Fig. 4, eine mit Reibung behaftete Wand vor, so muß sich die gleiche Niveauflächen- bezw. Energieverteilung längs AC einstellen. Man erhält mithin zwei Scharen voneinander rechtwinklig schneidenden Geraden (Niveaulinien). Faßt man einen Schnittpunkt, etwa P, heraus, so geben die Werte von $\frac{1}{\Delta s}$ und

Fig. 4.

Isotachen und Kraftlinien in einer Reibungsecke.

$\frac{1}{\Delta t}$ ein Maß des Kraftüberganges an die Wand AB und an die Flüssigkeitschicht t_4 an. Zieht man daher die Diagonale $d_1 d_2$ des durch die Niveaulinien t_4 und t_5, AB und s_1 gebildeten Rechtecks, so ergibt deren Normale n_1 die Richtung des resultierenden Kraftflusses im Punkte P an. Dieses Verfahren kann für jedes andre Reckteck durchgeführt werden. Eine stetige Verbindung sämtlicher Normalen ergibt schließlich einen Polygonalzug, der mit gegen null abnehmendem ΔE schließlich in einen Kurvenzug übergeht, welcher als »resultierender Kraftfluß« bezeichnet werden kann. Solcher »Kraftlinien« lassen sich beliebig viele einzeichnen, wobei aus Fig. 4 ersichtlich ist, daß sie sich symmetrisch zu derjenigen verteilen, welche durch die Reibungsecke A unter 45° gezogen werden kann. Ueber t_5 hinaus verliert sich der Einfluß der Reibungswand AC, und die Kraftlinien gehen wieder in Gerade über, die auf der Reibungswand AB winkelrecht stehen.

Zieht man nunmehr die Orthogonaltrajektorien zu den Kraftlinien (σ), so kann in den ersteren kein Kraftfluß erfolgen. Es muß daher längs diesen $\frac{\Delta E}{\Delta \sigma} = 0$, oder was dasselbe besagt, $c =$ konst sein. Mithin sind die Orthogonaltrajektorien der Kraftlinien als Kurven gleicher Wassergeschwindigkeit (Isotachen) anzusehen. Ihre zeichnerische Ermittlung erfolgt aus dem durch die erwähnten Diagonalen gebildeten Polygonalzuge, wie dies beispielsweise durch die Punkte 1, 2, 3, 4 und P in Fig. 4 angedeutet ist.

Die Kenntnis der Geschwindigkeits- und Energieverteilung in einer Reibungsecke erlaubt nunmehr auch ihre Ermittlung für jeden beliebigen offenen oder geschlossenen Kanal von Rechteckform, und es bietet schließlich nach dem bisher Gesagten die Bestimmung dieser Verteilung auch für zylindrische Rohre keine Schwierigkeiten, wenn beachtet wird, daß für solche die in Gl. (13) eingeführte Wandferne s mit der Ringdicke des in Betracht gezogenen Flüssigkeits-Hohlzylinders zusammenfällt.

An dieser Stelle sei jedoch nur die analytische Behandlung der Energie- und Geschwindigkeitsverteilung in einer Reibungsecke angegeben, wobei nur zu beachten ist, daß nunmehr infolge der Einwirkung der Reibungswand AC, Fig. 4, ebenfalls ein Energiezuwachs von der Größe

$$h_t = \varepsilon v \frac{dv}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

auftritt, welcher auf gleiche Weise bestimmt werden kann, wie dies früher für die Reibungswand AB gezeigt wurde. Der resultierende Kraftfluß ergibt sich daher aus

$$h_{st} = \sqrt{h_s^2 + h_t^2} = \varepsilon v \sqrt{\left(\frac{dv}{ds}\right)^2 + \left(\frac{dv}{dt}\right)^2} \quad . \quad (39).$$

Die auf diesem Wege gewonnene Formel für c ist jedoch ziemlich verwickelt und für praktische Berechnungen wenig geeignet. Schneller und einfacher führt folgender Näherungsweg zum Ziele.

Nach früherem stellt

$$c_s = \frac{\sqrt{2gE_m}}{k_s}$$

annähernd die Geschwindigkeit einer Flüssigkeitschicht im Abstande s von der Bodenwand AB vor; diese Geschwindigkeit bleibt solange unverändert, wie die Reibungswiderstände der Seitenwand AC ohne merkbaren Einfluß sind. Für solche der Seitenwand benachbarte Flüssigkeitsteilchen gilt jedoch

$$c = \frac{c_s}{k_t} = \frac{\sqrt{2gEm}}{k_s k_t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (40),$$

wobei k_t in gleicher Weise wie früher k_s aus

$$k_t = \sqrt{1 + \frac{2gL}{t}\left(a + \frac{f}{\sqrt{t}}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

zu bestimmen ist.

Formel (40) muß natürlich zu kleine Wassergeschwindigkeiten ergeben, weil die gegen die Wand hin zunehmende Energievergrößerung in zweifachem Sinne unberücksichtigt blieb. Setzt man jedoch für c_s

$$c_s = \frac{c_1 \sqrt{1 + L^2 \frac{B}{s^{5/2} k_s^4} + {}^1/_2 \left(L^2 \frac{B}{s^{5/2} k_s^4}\right)^2}}{k_s} \quad . \quad . \quad (42)$$

und beachtet, daß die Energiezunahme in bezug auf die Reibungswand AC, Fig. 4, durch Vertauschung der Buchstaben s und t sofort hingeschrieben werden kann, so wird schließlich

$$c = \frac{c_1 \sqrt{\left[1 + \frac{L^2 B}{s^{5/2} k_s^4} + {}^1/_2 \left(\frac{L^2 B}{s^{5/2} k_s^4}\right)^2\right]\left[1 + \frac{L^2 B}{t^{5/2} k_t^4} + {}^1/_2 \left(\frac{L^2 B}{t^{5/2} k_t^4}\right)^2\right]}}{k_s k_t} \quad (43).$$

Dabei stellt in dieser Form c_1 die ideelle Geschwindigkeit vor, welche sich bei reibungsfreien Seitenwänden unter dem Einfluß der Energiehöhe E_m aus $c_1 = \sqrt{2gE_m}$ ergeben würde.

Die im vorigen mit Hülfe der Gesetze der Potentialbewegung auf zeichnerischem Weg ermittelten Isotachen lassen sich nunmehr näherungsweise auch aus Gl. (43) bestimmen, wenn die Bedingung eingeführt wird, daß die Geschwindigkeit c für bestimmte Werte von s und t unveränderlich sein soll. Dies wird der Fall sein, wenn

$$s^{5/2} k_s^4 = a, \quad t^{5/2} k_t^4 = b \quad \text{und} \quad k_s k_t = d$$

gesetzt wird, wobei a, b und d feste Werte bedeuten. Die Verbindung dieser drei Gleichungen ergibt

$$s^{5/2} t^{5/2} = \frac{ab}{d^4} = n = \text{konst} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44).$$

Läßt man schließlich das Achsenkreuz mit dem Normalschnitt der beiden Reibungsebenen zusammen fallen, so muß für $t = \infty$ $s = c$ und für $s = \infty$ $t = c$ sein. Daher stellt

$$(s - c)^{5/2} (t - c)^{5/2} = n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (45)$$

die auf den Normalschnitt der beiden Reibungswände bezogene Gleichung der Isotache vor. Ebenso ließe sich durch einfache analytische Umformung die Gleichung der Kraftlinien festlegen.

Faßt man die aus den abgeleiteten Formeln (43) und (45) abzulesenden Ergebnisse zusammen, so lassen sich kurz folgende Schlüsse ziehen:

1) Der Energiezuwachs nimmt mit abnehmender Wandferne anfänglich stetig zu und verschwindet schließlich bei unendlich kleiner Wandferne wieder.

2) Der Energiezuwachs von Schicht zu Schicht wächst mit der Kanallänge und der Rauhigkeit des Kanales, nimmt jedoch mit der mittleren Durchflußgeschwindigkeit ab.

3) Die Geschwindigkeitsverteilung in einem mit Reibung behafteten Kanal erfolgt derart, daß einem großen ideellen Energieinhalt kleine Wassergeschwindigkeiten entsprechen; mithin herrscht in unmittelbarer Nähe der geometrischen Schnittlinie zweier Reibungsflächen (Reibungskante) der größte ideelle Energieinhalt, aber die kleinste endliche Geschwindigkeit.

4) Die Geschwindigkeitskurven sind daher keine Parallelkurven, d. h. die Größe der Geschwindigkeitsänderung von Schicht zu Schicht ist nicht nur von der Wandferne, der Kanallänge und der Rauhigkeit, sondern auch vom ideellen Energieinhalt abhängig, welcher an der Meßstelle vorhanden ist.

5) In einer Reibungsecke haben die Kurven gleicher Wassergeschwindigkeit (Isotachen) hyperbolischen Charakter und verlaufen asymptotisch zu den Reibungswänden.

Des weiteren sei noch auf eine interessante Analogie der hier gefundenen Energieströmung mit der Wärmeströmung hingewiesen.

Denkt man sich einen Körper mit bestimmtem Wärmeinhalt von drei Seiten mit ideell wärmeundurchlässigen Wänden derart versehen (cd, ad und ab in Fig. 5), daß die Wärme nur in die wärmeleitend gedachte Bodenwand cb übertreten kann, so gilt für die durch die Flächeneinheit zweier unendlich benachbarter Schichten hindurchfließende Wärmemenge die Beziehung

$$Q = \alpha \frac{dT}{ds},$$

sofern die parallel zur Bodenwand angenommenen Schichten einen Temperaturunterschied von dT haben: wie man sieht, eine Gleichung, die grundsätzlich mit den bei Flüssigkeitströmungen gefundenen Gesetzen über den Energiefluß übereinstimmt. Das an andrer Stelle ausführlich behandelte »Energiepotential« geht hier in ein »Temperaturpotential«, die »Kraftlinien« in »Wärmeflußlinien« und die »Isotachen« in »Isothermen« über. In der analytischen Behandlung beider Aufgaben besteht nur insofern ein Unterschied, als die Abhängigkeit der Temperatur von der Wandferne andern Gesetzen unterworfen ist als die der Geschwin-

Fig. 5.

Wärmeübergang

digkeiten. Denkt man sich nunmehr auch eine Seitenwand wärmeleitend, so ist die unverkennbare Analogie zwischen der jetzt eintretenden Temperaturverteilung und der behandelten Geschwindigkeitsverteilung in einer Reibungsecke sofort ersichtlich. Für die weitere Entwicklung der Theorie der Reibungsströmung dürfte das Gesagte insofern von Belang sein, als gewisse Lösungen der Wärmelehre bei Beachtung der rein analytischen Berechnungsunterschiede ohne weiteres auch auf Reibungsströmungen übertragen werden können.

II. Versuchsergebnisse.

Bei derart verwickelten Vorgängen, wie sie bei Reibungsströmungen in die Erscheinung treten, ist eine versuchsmäßige Prüfung der theoretischen Grundlagen durchaus erforderlich.

Die Versuche wurden vom Verfasser im Laufe dieses Jahres im Turbinenlaboratorium der Technischen Hochschule Brünn durchgeführt. Zu diesem Behufe wurden Holzrinnen von verschiedener Querschnittform zwischen Beruhigungsgefäß und Oberwasserkasten einer kleinen Versuchsturbinenanlage eingeschaltet, welche auch genaue Wassermessungen gestattete [1]).

Die Geschwindigkeit wurde mit einer Pitotschen Röhre R, Fig. 6, gemessen, die längs einer Millimeterteilung im Sinne der Doppelpfeile 1 und 2 verschoben werden konnte. Zur Vergrößerung des in der Pitot-Röhre sich einstellenden Druckgefälles wurde sie durch einen Gummischlauch S mit einem kalibrierten Glasrohr G verbunden, dessen Neigungswinkel α so gewählt wurde, daß trotz der auf diese Weise erzielten Vergrößerung des Ausschlages der Wassersäule im Glasrohr noch eine genaue Ablesung möglich war.

Fig. 6.

Versuchsanordnung zur Bestimmung der Wassergeschwindigkeiten.

Im vorliegenden Fall ergab sich: $\sin \alpha \infty {}^1/_{10}$, daher $\lambda = 10 h$.

Diese Vorrichtung ermöglichte, Druckänderungen bis auf halbe Millimeter genau abzulesen.

Bei den Versuchsmessungen zeigte sich die schon von andrer Seite [2]) bemerkte Erscheinung eines scheinbar ganz regellosen Schwankens des Piezometerwasserstandes, das bis zu mehreren Millimetern betragen kann. Immerhin läßt sich aber durch eine mehrere Minuten dauernde Beobachtung ein gewisser Durchschnittswert dafür entnehmen, der den weiteren Berechnungen zugrunde gelegt wurde.

Der tatsächliche Verlauf der Wasserströmung scheint jedoch in seinem allgemeinsten Falle von so mannigfachen Nebenumständen abhängig zu sein, daß schon aus diesem Grunde eine streng analytische Behandlung der Reibungsströmung ziemlich aussichtslos erscheint. Wie daher selbst der Versuch nur ein Durchschnittsbild der wirklichen Wasserströmung geben kann, so ist dies in erhöhtem Maße bei der rechnungsmäßigen Bestimmung der Fall. Immerhin läßt die Auswertung der Versuchsergebnisse einen befriedigenden Anschluß an die theoretischen Grundlagen erkennen.

So stellen die mit o und × bezeichneten Punkte in den Figuren 7 bis 9 die durch den Versuch im Abstande s und t von den Reibungswänden ermittelten Wassergeschwindigkeiten vor, wogegen die voll ausgezogenen Kurven die nach Formel (43) berechnete Geschwindigkeitsverteilung angeben. Man erkennt, daß die Uebereinstimmung selbst bei 2 mm Wandferne noch befriedigend ist.

Dem hier erwähnten Versuche lagen folgende Versuchsbedingungen zugrunde (vergl. Fig. 6):

$$t_1 = 240 \text{ mm} \qquad s_1 = 82 \text{ mm} \qquad Q = 17{,}3 \text{ ltr/sk}$$
$$L = 1000 \text{ mm} \qquad h = 4{,}3 \text{ mm}$$

Daraus berechnet sich die mittlere Wassergeschwindigkeit im Meßquerschnitt zu

$$c_m = \frac{Q}{F} = 0{,}88 \text{ m.}$$

Fig. 7.

Senkrechte Geschwindigkeitskurven.

Fig. 8.

Wagerechte Geschwindigkeitskurven.

Die der benutzten Pitot-Röhre zugrunde liegende Konstante berechnet sich zu $\xi = 0{,}91$. In Zahlentafel 1 und 2 sind die aus den Versuchen ermittelten Geschwindigkeitshöhen (h_p und ξh_p) eingetragen und aus diesen die in der Nachbarspalte ersichtlichen Geschwindigkeiten bestimmt. Des Vergleiches halber sind in der nächsten Spalte die Geschwindigkeiten eingetragen, welche sich aus der Formel mit Berücksichtigung der Energieverteilung (43) ergeben, wodurch die gute Uebereinstimmung mit den Versuchsergebnissen auch zahlenmäßig dargelegt wird.

Die Betrachtung der Geschwindigkeitskurven, Fig. 7 und 8, läßt erkennen, daß sich der Einfluß der Wandreibung auf die Geschwindigkeitsverteilung bei kleinen mitt

[1]) Vergl. die Veröffentlichung des Verfassers: Einrichtung und Versuchsergebnisse des Turbinenlaboratoriums an der deutschen Technischen Hochschule in Brünn, Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1912 Nr. 17.

[2]) Vergl. z. B. die Versuche Dr. Jägers, Z. f. d. g. Turbinenw. 1909 S. 341 u. f.

leren Wassergeschwindigkeiten ebenfalls nur auf kleine Wandfernen erstreckt (rd. 30 mm). Der Uebersichtlichkeit halber sind hier nur die wichtigsten Geschwindigkeitskurven sowohl in den Zahlentafeln als auch in den Figuren 7 und 8 eingetragen. Im besondern stellen die in Zahlentafel 1 eingetragenen Geschwindigkeitswerte sowie Fig. 7 die Geschwindigkeitsverteilung in senkrechten zur Stromrichtung parallelen Ebenen vor, wogegen die in Zahlentafel 2 eingetragenen Werte sowie Fig. 8 sich auf die Geschwindigkeitsverteilung in wagerechten Ebenen beziehen. Von den senkrechten Geschwindigkeitskurven wurde die mittlere ($t = 120$ mm) sowie eine der Seitenwand benachbarte ($t = 5$ mm) herausgegriffen, wogegen von den wagerechten die mit der größten und der kleinsten gemessenen Wassergeschwindigkeit ($s = 30$ mm und $s = 2$ mm) dargestellt wurden.

Die Benutzung der Formel (43) setzt zu ihrem praktischen Gebrauch noch einige Erläuterungen voraus, welche hier angefügt werden sollen.

Die Gleichung (13) für h_r gibt, da ihr die Bielsche Gleichung zugrunde liegt, den mittleren Reibungsverlust für die mittlere Durchflußgeschwindigkeit durch einen Kanal von der Höhe s an. Da die letztere, wie beispielsweise aus Fig. 2 zu entnehmen ist, mit genügender Genauigkeit in der halben Kanalhöhe $\left(\frac{s}{2}\right)$ zu suchen ist, so sind daher, falls aus Formel (29), (30) oder (43) die Größe der Geschwindigkeit c bei der Wandferne s bestimmt werden soll, zur Ermittlung der Werte für k_r bezw. k_t die doppelten s- bezw. t-Werte einzuführen.

Des weiteren ist noch die Bestimmung der Konstante B erforderlich. Hierzu ist die versuchsmäßig bei geringer Wandferne ermittelte Geschwindigkeit in Formel (43) für c einzusetzen und nun B zu bestimmen. Man findet:

$$B = 22.$$

Da nach Gl. (28) der Wert von B auch von der Rauhigkeit der Kanalwände abhängt, so sind je nach dem vorliegenden Falle die Bielschen Zahlenangaben zu benutzen. Hier, wo es sich um glatt gehobelte Bretter handelte, wurde nach Biel $f = 0{,}018$ gesetzt [1]).

Fig. 9.

Isotachen in der Reibungsecke des Versuchskanals.

Zahlentafel 1.

	$t = 120$ mm					$t = 5$ mm				
s mm	h_p mm	ξh_p mm	c nach Versuch	c nach Gl. (43)	c nach Gl. (46)	h_p mm	ξh_p mm	c nach Versuch	c nach Gl. (43)	c nach Gl. (46)
2	28,5	26	0,715	0,71	0,553	23	21	0,64	0,625	0,416
5	35,5	32,2	0,795	0,8	0,74	28	25	0,71	0,705	0,6
10	42	38,2	0,865	0,85	0,83	30	27,3	0,73	0,74	0,672
15	44	40	0,885	0,875	0,862	33	30	0,764	0,764	0,7
20	45	41	0,9	0,882	0,88	34	31	0,78	0,772	0,71
30	45,5	41,5	0,901	0,895	0,895	34	31	0,78	0,78	0,72
40	45	41	0,9	0,9	0,9	35	31,8	0,788	0,789	0,73
50	45	41	0,9	0,906	0,906	34	31	0,78	0,795	0,735
60	45	41	0,9	0,91	0,91	33,5	30,5	0,77	0,796	0,736
70	45	41	0,9	0,91	0,91	33,5	30,5	0,77	0,798	0,737

Zahlentafel 2.

	$s = 30$ mm					$s = 2$ mm				
t mm	h_p mm	ξh_p mm	c nach Versuch	c nach Gl. (43)	c nach Gl. (46)	h_p mm	ξh_p mm	c nach Versuch	c nach Gl. (43)	c nach Gl. (46)
5	34	31	0,78	0,78	0,72	23	21	0,64	0,625	0,446
10	43	39	0,875	0,83	0,81	24	21,8	0,653	0,655	0,5
20	43,5	39,5	0,88	0,86	0,855	25,5	23	0,67	0,68	0,535
30	44	40	0,885	0,87	0,87	27,5	24	0,685	0,69	0,54
40	44,5	40,5	0,89	0,88	0,88	28,5	26	0,715	0,695	0,545
50	45,5	41,5	0,901	0,885	0,885	28,5	26	0,715	0,7	0,548
60	45,5	41,5	0,901	0,886	0,886	28,5	26	0,715	0,702	0,55
80	45,5	41,5	0,901	0,89	0,89	28,5	26	0,715	0,705	0,551
100	45,5	41,5	0,901	0,89	0,89	28,5	26	0,715	0,707	0,552
120	45,5	41,5	0,901	0,895	0,895	28,5	26	0,715	0,71	0,553

Um die Uebereinstimmung der aus der Potentialbewegung abgeleiteten Isotachenschar mit der versuchsmäßig gewonnenen zu prüfen, wurden in Fig. 9 zwei Isotachen eingezeichnet, die nach den Angaben über die Zusammensetzung von Niveauflächen erhalten wurden. Auch hier zeigen die durch ○ bezeichneten Versuchspunkte mit den theoretisch gewonnenen Isotachen eine gute Uebereinstimmung.

Handelt es sich schließlich um eine oberflächliche Geschwindigkeitsbestimmung, und ist die Kanallänge L gegenüber s und t nicht von ausschlaggebender Bedeutung, wie dies beispielsweise in den Leit- und Laufradzellen von Turbinen und Kreiselpumpen der Fall ist, dann darf von der Veränderlichkeit des Energieinhaltes ohne weiteres abgesehen und daher nach früherem gesetzt werden:

$$c = \frac{\sqrt{2\,g\,E_m}}{k_s k_t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46),$$

wodurch sich natürlich die Geschwindigkeitsbestimmung wesentlich vereinfacht.

Im vorliegenden Falle jedoch, wo es sich um einen Kanal von 1000 mm Länge handelte, zeigen sich bei kleinen Wandfernen nicht unwesentliche Geschwindigkeitsunterschiede, falls man auch hier Formel (46) anwenden würde.

In der letzten Spalte der Zahlentafeln 1 und 2 wurden die aus Gl. (46) berechneten Geschwindigkeiten des Vergleiches halber eingetragen und auch in den Figuren 7 und 8 durch die gestrichelten Kurven ersichtlich gemacht. Man erkennt, daß bei einer Wandferne von 2 mm der durch Schraffierung hervorgehobene Geschwindigkeitsunterschied fast 50 vH beträgt, oder, was das Gleiche besagt: daß die geschilderte Energiemitteilung eine Geschwindigkeitserhöhung der untersten Schicht um fast 50 vH hervorbringt.

Allerdings hat die Geschwindigkeitsverteilung in un-

[1]) Ausführliche Angaben über die verschiedenen Rauhigkeitsgrade finden sich in der erwähnten Veröffentlichung von Dr. Biel. Da für die vorliegenden Zwecke der hydraulische Radius in Millimeter eingeführt wurde, ist hier sinngemäß zu setzen: $f = 0{,}018\sqrt{1000}$.

mittelbarster Nähe der Wand hauptsächlich wissenschaftliches Interesse, weil selbst im vorliegenden Versuchsfalle bei einer technisch verwertbaren Wandferne von etwa 10 mm wesentliche Geschwindigkeitsunterschiede durch Anwendung der Formel (46) nicht auftreten.

Die hier mitgeteilten Grundlagen der Reibungsströmung haben zur unbedingten Voraussetzung, daß die Flüssigkeitsströmung unter einem bestimmten Druckgefälle vor sich geht. Dies ist beispielsweise in geschlossenen Rohren oder Kanälen der Fall, wenn ein Teil des zur Verfügung stehenden Energiegefälles in Form hydraulischen Ueberdruckes vorhanden ist, oder auch in einem offenen Kanal, wenn sich die Flüssigkeit in einer beschleunigten Bewegung befindet.

Ist jedoch die Kanallänge im Verhältnis zum Gefälle sehr groß, dann kann der Fall eintreten, daß sämtliche bewegenden Kräfte durch die Widerstände aufgezehrt werden. In diesem Falle verliert auch die Ausgangsgleichung (5) ihre Gültigkeit, und die Geschwindigkeitsverteilung in einem Normalschnitt folgt ganz andern Gesetzen, deren Bestimmung an andrer Stelle wiedergegeben werden soll.

Zusammenfassung.

Die hier mitgeteilten Untersuchungen bezwecken, die Energie- und Geschwindigkeitsverteilung in einer Reibungsströmung theoretisch festzulegen und durch den wissenschaftlichen Versuch zu begründen.

Mit Hülfe der in den einzelnen Flüssigkeitschichten infolge der Zähigkeit auftretenden Schubspannungen ist gezeigt, daß eine Energieübertragung von Flüssigkeitschicht zu Schicht derart stattfinden muß, daß die von der reibungsfreien Potentialströmung vorausgesetzte Unveränderlichkeit des Energieinhaltes für wirkliche in der Natur auftretende Strömungen nicht aufrecht zu halten ist.

Es konnte jedoch der Nachweis erbracht werden, daß auch die von Schicht zu Schicht übertragene Kraft den Gesetzen der Potentialbewegung unterworfen ist, so daß im Sinne der ausgeführten Untersuchungen auch das Durchschnittsbild der mit Turbulenz behafteten Reibungsströmung als eine Potentialströmung besonderer Art bezeicenet werden kann. Diese Eigenschaft ermöglicht es auch, die Geschwindigkeits- und Energieverhältnisse in einer »Reibungsecke« zu bestimmen und daraus wichtige Schlüsse über die Bewegungsgesetze solcher Reibungsströmungen überhaupt abzuleiten.

Im weiteren Verlauf ist auf die Analogie zwischen Reibungsströmung und Wärmeströmung, Isotachen und Isothermen hingewiesen und an Hand praktischer Versuche gezeigt, daß die Ergebnisse der theoretischen Grundlagen mit den Auswertungen der Versuche gut in Einklang zu bringen sind.

Moderne sozialhygienische Einrichtungen in chemischen Werken.[1)]

Von **F. Quincke**.

(Vorgetragen in der 53sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure zu Stuttgart 1912.)

(hierzu Textblatt 29 bis 32)

»M. H.! Als Fabrikleiter finde ich mich heute in der schwierigen Lage, über ein allgemeines Thema berichten zu sollen, bei dem ich nicht wohl Konstruktionen und Einzelheiten Fachgenossen vorführen kann, die zum großen Teil den Aufbau derartiger Apparaturen von viel allgemeineren Gesichtspunkten aus kennen.

So möchte ich denn auf alle allgemeinen Erörterungen verzichten und Ihnen lieber ein einzelnes, praktisch ausgeführtes Beispiel eines modernen, gesundheitlich eingerichteten Werkes in übersichtlichen Bildern zeigen, also freilich um Erlaubnis bitten, den Titel »moderne sozialhygienische Einrichtungen für industrielle Werke« beschränken zu dürfen auf Einrichtungen in chemischen Fabriken, und dabei, weil man aus der Praxis naturgemäß nur das geben kann, woran man selbst genau mitgearbeitet hat, als Beispiel den Aufbau der neuesten unter unsern großen chemischen Fabriken zu wählen, die Werke der Farbenfabriken vorm. Friedr. Bayer & Co. in Leverkusen[2)], die dort, 2 Meilen unterhalb von Köln, in den letzten 18 Jahren, seit 1894, hauptsächlich unter der Leitung des heutigen Generaldirektors der Farbenfabriken, C. Duisbergs, entstanden sind.

a) Gliederung des Werkes. Sicherheit und Reinlichkeit, Luft und Licht bleiben die ersten Erfordernisse jeder modernen Fabrikanlage. Entgegen dem Grundsatz der Architektur, deren Kunst die allzu gleichmäßige Anordnung zu vermeiden sucht, muß den Betriebstätten schematische Regelmäßigkeit geboten werden. Das zwingt bei der Gliederung des Werkes, die großen Fabrikationsgruppen in getrennte weite Geländeblocks abzusondern, die ein Durcheinanderbauen der Betriebe für Großprodukte (Säuren, Soda, Chlor,) für Zwischenprodukte (die Behandlung von Benzol, Naphthalin usw. mit diesen Säuren), für Farben (Anilin- und Alizarin-Farben), für pharmazeutische Produkte und für die mechanischen Betriebe, Werkstätten und Lager vermeiden lassen.

Uebersichtlichkeit und Sicherheit fördern die zur Bewältigung des Transportes notwendigen, 40 m breiten Straßen, Fig. 1[1)], Textblatt 29, mit ihren Masten und Brücken für Dampf-, Druckluft-, elektrische und teilweise auch Chemikalien-Leitungen. Das Schrecknis älterer Werke, der Aufbau gleicher Fabrikationen an verschiedenen Stätten bei Erweiterungen, wird vermieden durch freigelassene Bauplätze an den einzelnen Bauten, deren vorläufige Fachwerkwände im Bedarfsfall den Anschluß des Neubaues erleichtern, Fig. 2, eine Einrichtung, die sich, für 20 Jahre wenigstens, bei uns trotz allen Wachstums genügend vorbedacht erwies.

Den Eindruck der dumpfen, düsteren Fabrikmauern, welche den Arbeiter tagsüber gefangen nehmen, vermeidet die freundliche Gartenumzäunung des Werkes, Fig. 3. Von den allgemeinen Sicherheitseinrichtungen sei nur der ständigen Berufsfeuerwehr gedacht.

b) Fabrikationen. In welcher Weise die einzelnen Betriebe durch hohe, luftige und helle Bauten, durch Spüleinrichtungen, Verbindung mit den 80 m hohen Kaminen, durch geeignete, übersichtliche Anordnung der Apparatur den gesundheitlichen Anforderungen zu genügen suchen, werden am besten einige Blicke in die verschiedenen Fabrikationszweige zeigen.

1) Da kommt zuerst die Herstellung der Mineralsäuren: die Salzsäureöfen, bei denen in alten Bauten der ständige beißende Säurenebel unvermeidlich schien, stehen in weiten, durch Dachreiter entlüfteten Hallen, vor ihnen in freier Luft die ganz ideal gleichmäßig eingerichtete Salzsäurekondensation, Fig. 4; durch selbsttätige Gefäße lassen sich dann Glasballons mit einer stets gleichen Säuremenge ohne störenden Qualm füllen. Nicht ganz so regelmäßig ist die schwerere Salpetersäurekondensation zu ermöglichen, die

---

1) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

2) Die Maschineneinrichtung des Werkes ist in dieser Zeitschrift 1904 S. 1 bis 9 von Fr. Frölich geschildert worden.

1) Von den 60 Lichtbildern, welche den Vortrag begleiteten, kann hier nur eine Auswahl gegeben werden.

F. Quincke: Moderne sozialhygienische Einrichtungen in chemischen Werken.

Fig. 1. Fabrikstraße.

Fig. 2. Erweiterungswand.

Fig. 3. Fabrikumzäunung.

Fig. 4. Salzsäurekondensation.

Fig. 5. Nitrierbetrieb.

Fig. 6. Chlorierungsbau.

F. Quincke: Moderne sozialhygienische Einrichtungen in chemischen Werken.

Fig. 7. Farbstoffabrikation.

Fig. 8. Vakuumtrocknerei.

Fig. 9. Farbstoffmühle.

Fig. 10. Pharmazeutische Abwägung.

Fig. 11. Pharmazeutische Packerei.

Fig. 12. Laboratorium.

F. Quincke: Moderne sozialhygienische Einrichtungen in chemischen Werken.

Fig. 13. Buchbinderei.

Fig. 14 Klempnerei.

Fig. 15. Speiseraum.

Fig. 16. Massenbad.

Fig. 17. Abortanlage.

Fig. 18. Straße der Arbeiterkolonie.

F. Quincke: Moderne sozialhygienische Einrichtungen in chemischen Werken.

Fig. 19. Gärten der Arbeiterkolonie.

Fig. 20. Arbeiterhaus.

Fig. 21. Aufseherhaus.

Fig. 22 Wöchnerinnenheim.

Fig. 23. Gartenbauschule.

Fig. 24. Erholungshaus.

ein verwickeltes und viele Meter langes Tonrohrnetz verlangt; ein Ausstoßen der Säuredämpfe wird auch hier dadurch vermieden, daß alle, die letzten wie die ersten Rohrstücke, unter geringem Zug eines Kamines oder Ventilators arbeiten.

Auf denjenigen, der sich z. B. von einer Reise durch Belgien, Rheinland oder Sachsen her der Holzgerüste der alten Bleikammern erinnert, machen besonders die modernen Schwefelsäureanlagen den Eindruck, daß jede Gefahr durch die Anordnung der gleichen Apparate in gleichen Reihen vermieden ist.

2) Die Fabrikation der Zwischenprodukte verlangt neben heller und gleichmäßiger Aufstellung der Apparatur hohe und gut gelüftete Räume. Die verwickelten Apparate dieser mit so gesundheitsgefährlichen, giftigen Dämpfen arbeitenden Betriebe erfordern eine Menge von Leitungen, Fig. 5, welche ein Arbeiten unter völligem Abschluß der einzelnen Apparate, unter durchaus sicherer Ueberführung der Chemikalien von einem Apparat in den andern und unter steter Entlüftung zu den Abzugkanälen ermöglichen. Den äußeren Bau für derartige Betriebe mit ihren stark riechenden, oft feuergefährlichen Erzeugnissen gibt Fig. 6, auf der die weiten Fensterflächen, die entlüftenden Dächer und die Notausgänge und Notleitern erkennbar sind.

3) Früher wurden Farbstoffe mit Handbeförderung, Handrührern und durcheinander laufenden Bütten, Kesseln und Karren hergestellt; dagegen werden in neuen Anlagen, Fig. 7, Textblatt 30, auf den verschiedenen Bühnen die Ausgangsmaterialien geordnet eingefüllt; in den einzelnen Geschossen vollziehen sich in gleichen Apparaten die nötigen chemischen Reaktionen, bis sich der Farbstoff schließlich — ohne vom Arbeiter irgendwo während des Prozesses berührt zu sein — in den Filterpressen sammelt. Seine Trocknung erfolgt statt auf Darren in geschlossenen Vakuumapparaten, Fig. 8, seine Mahlung, Mischung und Einstellung in einem vierstöckigen Gebäude, in dem er oben in die Mühlen, Fig. 9, eingeführt, unten fertig und staubsicher in Fässer abgefüllt wird.

4) Die kleinere Dosierung chemischer Produkte, bei der Staubentwicklung so lästig und Reinlichkeit so wesentlich und so schwierig sind, wird bei den pharmazeutischen Produkten durch Wägeeinrichtungen, welche unter künstlicher Lüftung stehen, bewerkstelligt und durch geeignete Kleidung der Arbeiterinnen, Fig. 10 und 11, erleichtert.

5) Allgemeine Fabrikation. Der Blick in die gesundheitlichen Einrichtungen einer chemischen Fabrikation wäre unvollständig, wollte ich Ihnen nicht auch die modernen Laboratorien mit ihren hohen, hellen, überall gelüfteten und spülbaren Räumen, Fig. 12, zeigen und von den Betrieben, welche wir zum Absatz unsrer Chemikalien nötig haben, wenigstens zwei, eine Buchbinderei, die vor allem die Musterkarten unsrer Ausfärbungen auf Fäden, Garnen, Tüchern zusammenstellt, und die Klempnerei, die beinahe einem Wintergarten gleicht, vorführen, Fig. 13 und 14, Textblatt 31.

c) Arbeiterräume. Nach diesem kurzen Gang durch das weite Gebiet der chemischen Industrie wären die besonderen Einrichtungen zu schildern, die bei den einzelnen Betrieben der Körperpflege des Arbeiters dienen, zu erst die Ankleide- und Waschräume, die ja nichts besonderes vor andern Industrien voraus haben, und die durch die getrennte Anlage für jeden Fabrikationszweig und durch Kachelbelag der Wände vollste Reinlichkeit ermöglichen; die Arbeitskleider werden entweder hochgezogen oder in besonderen Schränken (so daß jeder Arbeiter dann 2 Schränke hat, einen für den Straßenanzug, einen für den Arbeitsanzug) untergebracht. Für die Mahlzeiten der Leute sind natürlich besondere Räume angeordnet, bei denen wir mit Bilder- und Blumenschmuck, Aquarien und dergl. auf den Schönheitssinn der Arbeiter zu wirken suchen; den Erfolg zeigt das Bild eines Speiseraumes, Fig. 15, den die Schreiner sich selbst geschmückt haben.

Die Baderäume sind als Massenbäder oder Wannenbäder, je nach den Anforderungen des schmutzenden Erzeugnisses, eingerichtet, Fig. 16, und auch bei den Abortanlagen wurden die alten Rotunden, die man von den Kasernen übernommen hatte, immer mehr durch gesundheitlichere und gefälligere Anlagen verdrängt, Fig. 17.

d) Wohnungswesen. Aus der inneren Fabrik kommen wir nun zu den Dingen, die ein großes Werk der Jetztzeit für das soziale Wohl seiner Angestellten außerhalb der Arbeitzeit leisten muß. Das sind natürlich zuerst die Wohnungen, die ja meist im Vierfamilienhaus angelegt werden, so daß jede Familie mit getrenntem Eingang ein Viertel des Grundrisses zugeteilt erhält und dafür 15 bis 25 ℳ monatliche Miete zu zahlen hat. Von den alten, allzu gleichmäßigen Ziegelsteinbauten, die wir noch vor 14 Jahren aufführten, ist man mehr und mehr zu Bauarten im Schweizer, Thüringer und ähnlichem Stil mit Vorgärten neben den hinter dem Haus liegenden Gemüsegärten übergegangen, Fig. 18 und 19, Textblatt 32; auch Schmuckplätze, entsprechend den Plätzen der Städte, werden in modernen Arbeiterkolonien angelegt. Im einzelnen zeigen Ihnen 2 Bilder, Fig. 20 und 21, ein Vierfamilienhaus für Arbeiter, das nicht ganz 22000 ℳ gekostet hat, und ein Zweifamilienhaus für Aufseher im Preis von 20000 ℳ, in einem Landhausstil, den man sicher vor 10 Jahren noch für reine Verschwendung angesehen hätte, und der die soziale Hebung des Arbeiters, die gesundheitliche sowohl wie die ästhetische, glänzend bekundet.

e) Besondere Gesundheitspflege. Zum Schluß müssen wir noch einen kurzen Blick auf die Einrichtungen werfen, die im unmittelbaren Dienst der ärztlichen Gesundheitspflege stehen: also die Fabrik-Poliklinik, die alle größeren Werke jetzt haben, das Wöchnerinnenheim, Fig. 22, mit seiner besondern Mutterberatungsstunde, das dem Wohl des kommenden Geschlechtes dient. Die Erholungsanstalten und Ferienheime, welche wir Stiftungen früherer Direktoren verdanken, sind im waldigen bergigen Lande 30 km von der Fabrik errichtet.

Der Körperpflege dienen noch Turnhallen, die teilweise neben den Aufenthalträumen in der Fabrik eingerichtet wurden.

f) Schule und Erholung. Eine soziale Hygiene wäre höchst unvollständig, wenn sie nicht auch für die Weiterbildung und geistige Erholung der Angestellten sorgte. Von derartigen Einrichtungen muß ich besonders eine Reihe von Lehrkursen erwähnen, die Lehrlingswerkstatt, die Handfertigkeitsschule, den Nähunterricht für Mädchen und das Klöppeln für Frauen, endlich die Gartenbauschule, Fig. 23.

Der reinen Unterhaltung dient schließlich das Erholungshaus, in dem die Arbeitervereine ihre Feste feiern, Fig. 24, und dessen Lesehalle das wesentlichste Mittel zur Hebung des Arbeiterstandes sein sollte.

Hochgeehrte Anwesende, Sie haben nun gesehen, wie man moderne Fabriken gesund und sicher anzulegen sucht, wie man für die Körperpflege der Arbeiter zu sorgen hat, wie man ihnen gesunde und gefällige Wohnungen schafft, wie man die ärztliche Pflege ausdehnt und für Fortbildung und richtige Unterhaltung sich bemüht. Daß ich das Beispiel der Elberfelder Farbenfabriken wählen mußte, ist nur in meiner persönlichen Zugehörigkeit zum Aufbau dieses Werkes begründet; beinahe jedes andre unsrer großen industriellen Werke verfolgt gleiche Bestrebungen und hat ähnliche gute umfassende Einrichtungen.

Und nun der Erfolg? Wir können ihn nicht in seiner Wirkung auf unsre Leute beurteilen; Unzufriedenheit und Gehässigkeit, die in agitatorischen Zeitschriften nicht verstummen wollen, verwischen das wahre Gefühl der Masse unsrer Angestellten; aber schließlich, wenn Ihnen mein Vortrag allzu allgemein erschien, wenigstens das Eine werden Sie gesehen haben: das Streben eines modernen Unternehmers, seinen 6000 Arbeitern und 1200 Beamten gesunde Arbeits- und Lebensbedingungen in einer nicht immer harmlosen Industrie zu schaffen!«

Untersuchungen über Wetterführung mittels Lutten.[1]

Von Dr.-Ing. **Willy Arlt** in Essen a. d. Ruhr.

Die nachstehend im Auszuge mitgeteilten Versuche wurden zufolge einer Anregung des Königl. Bergamtes Freiberg, Sa. im Maschinenlaboratorium der Königl. Technischen Hochschule zu Dresden ausgeführt.

In den sächsischen Steinkohlengruben wird vielfach die sogenannte »Luttenbewetterung« angewendet. Hierbei wird, Fig. 1, von einer Hauptwetterstrecke aus, durch die frische Luft strömt, eine je nach den Raum- und sonstigen Betriebsverhältnissen 10 bis 30 cm weite, beiderseits offene Leitung in die seitlich abzweigende zu bewetternde Strecke gelegt. An der Abzweigstelle wird durch eine Düse Druckluft in die Rohrlutte geblasen, reißt wie bei einem Injektor frische Luft mit sich fort und strömt mit ihr durch das Rohr. Die vor Ort verbrauchte Luft strömt außerhalb der Lutte in der zu lüftenden Strecke zur Hauptwetterstrecke zurück und vereinigt sich hier mit dem Hauptwetterstrom.

Die Druckluft wird mit 3 bis 5 at Ueberdruck geliefert. Die Düsen haben eine Bohrung von 1 bis 5 mm. Die Rohrlänge schwankt zwischen 10 und 100 m. Die Leitung besteht in der Regel aus einzelnen Zinkblechschüssen von je etwa 1 m Länge, die ofenrohrartig ineinander gesteckt werden. Außen angebrachte Verschraubungen und aufgelötete Drahtringe sichern eine dichte Verbindung.

Die in besondern Kompressoranlagen erzeugte Druckluft wird meist in $1^1/_2$- bis 2zölligen Eisenleitungen in den Strecken entlang geführt. In der Nähe der mittels Lutten zu bewetternden Nebenstrecken zweigen schwächere Leitungen ab, an die eine oder mehrere Düsen angeschlossen sind. Die Düsen sind in der Rohrachse angebracht; ihr Austrittquerschnitt liegt ungefähr in der Eintrittebene der Luttenleitung.

Fig. 1. Luttenbewetterung.

Die vorliegende Untersuchung sollte so weit als möglich feststellen:

1) die Abhängigkeit der durch die Lutte strömenden Luftmenge vom Ueberdruck in der Düse, von der Größe der Düsenbohrung, von der Leitungslänge, vom Leitungsdurchmesser bei gegebener Düsenform und Düsenstellung sowie bei vollkommener Dichtheit der Leitung;

2) den Einfluß der Düsenstellung und verschiedener Formen der Lutteneintrittmündung;

3) die Abhängigkeit der Druckluftmenge und des Düsenausflußexponenten vom Ueberdruck in der Düse sowie vom Düsendurchmesser.

Untersucht wurden drei Leitungen von rd. 90, 200 und 300 mm Dmr. Die nötige Druckluft lieferte der dreizylindrige von einem Nebenschlußmotor angetriebene Luftkompressor des Laboratoriums. Nieder- und Hochdruckzylinder liegen in Tandemanordnung auf der einen Schwungradseite, der Mitteldruckzylinder auf der andern. Näheres über ihn vergl. Z. 1905 S. 852 u. f. Für die Versuche war der Hochdruckzylinder abgeschaltet, sein Kolben entfernt. Der Kompressor lief mit 50 Uml./min und hatte dabei eine Förderleistung von rd. 60 cbm/st, während die größte verwendete Düse von rd. $3^1/_2$ mm Dmr. bei 6 at Ueberdruck nur knapp 50 cbm/st Luft vom Ansaugezustand verbrauchte.

Die auf den jeweilig verlangten Enddruck verdichtete und vom Wasserniederschlag befreite Luft strömte vom Kompressor durch eine Leitung L, Fig. 2, zu einem Kessel A von rd. $^1/_2$ cbm Inhalt, der mit einem Manometer M_1 und mit einem mit der Hand zu betätigenden Ventil V_1 versehen war.

Von der Hauptleitung L führte eine Abzweigung zur Düse E. Ihr erster Teil L_a war die schon vorhandene Verbindungsleitung vom Hochdruckzylinder-Druckventil zur Hauptdruckleitung L. Aus dem Hochdruckzylinder B von 300 m Länge und 80 mm Dmr. waren Druck- und Saugventil entfernt und der Saugventilstutzen durch eine Leitung L_b mit einem Gußeisenzylinder C von 1250 mm Länge und 180 mm Dmr. verbunden, von dem die Luft durch den Hochdruck Gummischlauch F und das halbzöllige Gasrohr G zur Düse gelangte.

Die Verbindung zwischen L_a und L_b wurde durch eine 10 mm-Kupferleitung mit zwischengeschaltetem Nadelventil NV_1 hergestellt (ein in der Leitung L_b schon vorhandener Hahn H blieb dauernd geschlossen). Kurz vor ihrem Uebergang in das Gefäß C war an die Leitung L_b ein Nadelventil NV_2 angeschlossen, das mit dem Versuchsraum in Verbindung stand. Von C führte eine Leitung zu einem in $^1/_{10}$ at geteilten Kontrollmanometer M_2. Die Manometerleitung stand durch eine Zweigleitung mit einem offenen Quecksilbermanometer M_3 in Verbindung, das mittels eines Dreiwegehahnes H_1 abgeschaltet und mit der Außenluft in Verbindung gebracht werden konnte. In die Manometerleitung war ein Dreiwegehahn H_2 eingebaut. Der freie Schenkel dieses Dreiwegehahnes trug ein T-Stück T, und von dessen freien Enden führte eine Leitung unmittelbar zu dem mit einem Einfüllhahn H_4 versehenen einen Schenkel eines gewöhnlichen Wassersäulen-Manometers M_4, die andre Leitung zum andern Schenkel unter Zwischenschaltung einer in einem mit Oel gefüllten Gefäße D' befindlichen Stahlflasche D. In die Flasche D war ein in $^1/_{10}$° C geteiltes Thermometer Th_1 eingebaut. Die Zuleitung zur Flasche besaß kurz vor ihrem Ende einen Hahn H_3.

Fig. 2. Versuchseinrichtung.

Die jeweilig gebrauchte Düse E wurde mittels eines Gewindeansatzes (Sechskantverschraubung von rd. 26,5 mm Schlüsselweite) an das Gasrohr G angeschlossen.

In dem den Schlauch mit dem Gefäß C verbindenden Austrittstutzen war ein Thermometer Th_2 eingebaut, an dem die Druckluft vorbeistreichen mußte. Durch einen Hahn H_5 konnte das Gefäß gegen F abgeschlossen werden.

In der aus der Figur 3 ersichtlichen Weise wurde die Düse auf dem Schlitten eines kleinen Drehbankbettes so befestigt, daß sie sich in Richtung der Rohrachse und senkrecht dazu leicht verschieben und drehen ließ. Die Schwin-

[1] Auszug aus einer Doktordissertation, die in Heft 115 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten veröffentlicht wurde.

gungsachse des Schlittens ging mitten durch den Ausströmquerschnitt der Düse. Durch die Art der Düsenbefestigung trat keine nennenswerte Verkleinerung des Einströmquerschnittes für die Luft in der Lutte ein.

Für die Untersuchung wurde zunächst eine 91 mm-Leitung benutzt, später wurden von der Zechenverwaltung des Zwickau-Oberhohndorfer Steinkohlenbau Vereines je rd. 50 m Luttenleitung von 206 und 312 mm l. W. in dankenswerter Weise unentgeltlich zur Verfügung gestellt. Für die eigentliche Untersuchung wurden hiervon bei der engeren Leitung 11, bei der weiteren Leitung 7 Rohrstücke von je rd. 1 m Länge gebraucht.

Fig. 3.

Befestigung der Düse an der Lufteintrittseite der 312 mm-Leitung mit Einlauftrichter.
(Im Vordergrunde der Einlauftrichter für die 206 mm-Leitung.)

Für die Bestimmung der Förderluftmengen wurde das Verfahren der statischen Druckmessung mittels Mündungen, deren Größe und Ausflußkoeffizient bekannt war, benutzt. Zu dem Zwecke wurde die Leitung durch den sogenannten Kopf, Fig. 4 und 5, abgeschlossen.

Da dessen Anschlußstutzen 250 mm Dmr. hatte, wurde die Verbindung zwischen ihm und der engeren oder weiteren Leitung durch ein kegelförmig erweitertes oder verengtes Zwischenstück aus Zinkblech hergestellt. An der Uebergangstelle des kegeligen Kopfteiles in den zylindrischen war ein dreifaches Mullsieb *S* angebracht, das völlig gleichmäßige Luftströmung im zylindrischen Kopfteil bewirkte.

Den vorderen Abschluß des Kopfes bildete eine 12 mm starke Eisenplatte, die 7 Kreisöffnungen von je 150 mm Dmr. besaß. In jede Oeffnung war eine sogenannte »gut abgerundete Mündung«, Fig. 5, aus auf Hochglanz poliertem Messing eingesetzt. Die Wahl der Mündungsform erfolgte nach den Weisbachschen Normalien[1]).

Fig. 4 und 5.

Leitungskopf und einzelne Mündung.

Die im Laboratorium hergestellten Mündungen waren durchaus kongruente Gebilde von 100 mm Dmr. Jede Mündung war durch Messingdeckel und Gummiplatte leicht verschließbar. Den zum luftdichten Abschluß nötigen Anpressungsdruck übte eine durch Flügelmuttern anziehbare Stahlfeder aus.

Der im Kopf vor den Mündungen herrschende Ueberdruck wurde durch ein bei *C* stumpf eingesetztes Messingrohr von 3 mm l. W. abgenommen, das mit der inneren Wandung glatt abschnitt, und dessen Mündung sorgfältig abgerundet war, so daß nur der statische Ueberdruck, nicht auch eine Geschwindigkeitskomponente der an der Oeffnung vorüberstreichenden Luft abgeleitet wurde.

Zur Bestimmung des zumeist geringen Ueberdruckes wurde das Verfahren, die Flüssigkeitshöhe mittels Spitzenablesung festzustellen, verwendet, nach der zwei Räume verschiedenen Druckes durch Leitungen mit zwei (im übrigen geschlossenen) kommunizierenden, teilweise mit Flüssigkeit gefüllten Gefäßen verbunden sind; der Druckunterschied wird durch die Stellung zweier Führungsstücke ermittelt, die gegenüber einer Teilung so lange senkrecht verschoben werden, bis sie mit ihren zugespitzten unteren Enden beim Senken eben die Flüssigkeitspiegel berühren. Die Figuren 6 bis 8 zeigen die konstruktive Durchbildung des Mikromanometers und des Leitungskopfes.

Jede Spitze bildete den unteren Abschluß einer Schraubenspindel von 1 mm Ganghöhe. Die Schraubenspindel trug an ihrem oberen Ende eine kreisrunde Scheibe von 100 mm Dmr., deren Umfang in 100 Teile geteilt war. Die in der Ebene beider Spindeln liegende Vorderseite der in Millimeter geteilten Skalenplatte zwischen den zwei Skalenscheiben diente als Marke für die Teilung auf letzteren.

Fig. 6.

Luftaustrittseite der 312 mm-Versuchsleitung mit Leitungskopf und Mikromanometer.

Der Abstand eines Teilstriches der Skalenscheibe vom andern war somit $\pi = 3{,}14$ mm und entsprach einer senkrechten Spitzenänderung von 0,01 mm. Soweit man nach Augenmaß diesen Grundabstand in 10 Teile teilen konnte, konnte man also auch Tausendstel-Millimeter in der Aenderung der Spitzenhöhenlage beobachten.

Als Absperrflüssigkeit diente destilliertes Wasser mit einem geringen Zusatz von Kaliumpermanganat. Die Spitzen bestanden aus Platindraht.

Um die Gefäßwandungen jederzeit vollkommen benetzen zu können, wurden zwei Rührer angebracht, ferner zwei für gewöhnlich durch Gummistopfen verschlossene Oeffnungen, durch die man nötigenfalls einen feinen Haarpinsel in die Gefäße einführen und die Spitzen so von Zeit zu Zeit leicht abwischen konnte.

[1]) vergl. »Hütte« 20. Aufl. S. 262 Fig. 130.

Mittels der beiden in die Absperrflüssigkeit reichenden Thermometer konnte man sich jederzeit von der Höhe der im übrigen fast unveränderlichen Temperatur der Flüssigkeiten überzeugen. Jede Meßspindel war hohl und umschloß eine in ihr verschraubbare den Kopf mit der Nadel tragende Spindel. Die Verspannung folgt aus der Figur 7.

Die Wasserfüllung des Apparates und die Spitzeneinstellung wurden so bemessen, daß bei geöffneten Reinigungsöffnungen jedes Gefäß zur Hälfte gefüllt war und die Ab-

Fig. 7 und 8. Mikromanometer.

Schnitt a-b-c.

lesungszahl für jede Spitze im Augenblick der Berührung rd. 50 mm zeigte. Dabei war die gegenseitige Lage so gewählt, daß die Ablesung für die linke Spitze einen rd. 0,06 mm kleineren Wert als für die rechte angab. Selbst bei stundenlangen Versuchen zeigte sich, daß sich dieser Grundabstand während einer Versuchsreihe um selten mehr als 2 bis 3 Hunderstel mm, meist aber um weniger als 1 Hunderstel mm änderte. Reihen, in denen aus verschiedenen Gründen die Aenderung größer war, wurden bei der Auswertung der Versuche weggelassen oder wiederholt. Bei unveränderlichem Druck zeigten 10 und mehr hintereinander vorgenommene Ablesungen keinen Wert, der vom Mittelwert um mehr als ± 0,003 mm abwich.

Vor Beginn des ersten Versuches an jedem Tage überzeugte man sich, daß die Hähne H_4 und H_5 sowie das Nadelventil NV_1 geschlossen, das Nadelventil NV_2 wenig und der Hahn H_3 völlig geöffnet waren. Die Dreiwegehähne H_1 und H_2 mußten eine solche Stellung haben, daß H_1 den rechten Schenkel des Manometers M_3 mit der Außenluft verband und Manometer M_2 von ihr abschloß, während H_2 das Gefäß C mit den Manometern M_3 und M_4 verband.

Der Kompressor wurde in Gang gesetzt und das bis dahin offene Ventil V_1 geschlossen. Die vom Kompressor angesaugte Luft wurde dann in die Leitung L, den Kessel A und den Zylinder B gedrückt, wo sie in etwa 10 Minuten einen Ueberdruck von 11 at erzeugte. Sobald dieser erreicht war, wurde das Ventil V_1 so weit geöffnet, daß sich der Ueberdruck im Kessel dauernd auf seiner Höhe hielt und die neu angesaugte Luft durch V_1 wieder in den Versuchsraum gelangte.

Darauf wurde das Nadelventil NV_2 geschlossen und vorsichtig NV_1 geöffnet, so daß das Gefäß C und die Leitungen zu den Manometern M_3 und M_4 unter allmählich steigenden Ueberdruck kamen. Sobald bei M_3 der jeweilig gewünschte Ueberdruck (1 bis 6 at) abgelesen wurde, öffnete man unter steter Nachstellung des Nadelventiles NV_1 erst das Nadelventil NV_2 um etwa $1^1/_2$ Umdrehungen und darauf den Hahn H_5 völlig, immer darauf achtend, daß der Ueberdruck bei M_3 sich möglichst wenig änderte. Während dieser groben Einstellung des gewünschten Ueberdruckes in C bezw. am Manometer M_2 stellte der Maschinist das Ventil V_1 so nach, daß sich bei M_1 der Ueberdruck von rd. 11 at unveränderlich hielt.

Zur scharfen Einstellung des gewünschten Ueberdruckes bei M_3 und damit in der Düse E wurde nun das Nadelventil NV_2 etwas mehr geöffnet oder mehr geschlossen. So war es möglich, durch unmittelbare Beobachtung von M_3 und geringe Verstellung von NV_2 den Ueberdruck in C bis auf wenige Hundertstel Atmosphären unverändert zu halten. Für Ueberdrücke von 3 at abwärts wurde durch Umschalten des Hahnes H_1 das Quecksilbermanometer angeschlossen. Um die Druckschwankungen in noch engeren Grenzen halten zu können, wurde das Differenzmanometer M_4 benutzt, indem man den Hahn H_3 schloß. Sorgte man dafür, daß in der etwa 3 ltr fassenden Flasche D die Temperatur unverändert blieb, so blieb auch der Druck in ihr derselbe, und bei stets gleichem Druck im andern Manometerschenkel und im Gefäß C standen dauernd die Wassersäulen gleich hoch. Anderseits ergab sich, da die lichte Weite der Manometerglasrohre nur rd. 7,5 mm betrug, für 0,01 at Druckunterschied zwischen D und C ein Höhenunterschied der Wassersäulen von 100 mm unabhängig vom absoluten Druck.

Nach kurzer Eingewöhnung konnte der außerdem mit der allgemeinen Wartung des Kompressors betraute Maschinist ohne Schwierigkeit den Ueberdruck im Gefäß C stundenlang bis auf 25 mm W.-S., d. h. bis auf 0,0025 at unverändert halten.

Während der Einstellung des Ueberdruckes wurde die Düse durch entsprechende Verschiebung des Schlittens auf dem Drehbankbett in die gewünschte Stellung gebracht und der Grundabstand der Manometer-Spindelspitzen bestimmt. Nach Eintreten des Beharrungszustandes erfolgten die eigentlichen Messungen am Mikromanometer.

Das Mittel aus den letzten Beobachtungen, die sich als nahezu gleich erwiesen, wurde aufgeschrieben. Von Zeit zu Zeit wurde die Wassertemperatur an den Gefäßthermometern, die Temperatur der Druckluft beim Austritt aus dem Gefäß C

sowie die Temperatur der Förderluft in der Einströmmündung der Luttenleitung und im Kopf beobachtet.

Den Versuchen mit den drei Leitungen ging eine Untersuchung zur Bestimmung der Druckluftmenge voraus. Die Zechenverwaltung des Zwickau-Oberhohndorfer Steinkohlenbau-Vereines hatte hierzu außer einigen ungebrauchten Düsen einen Satz roh gegossener, sonst völlig unbearbeiteter Messingdüsen zur Verfügung gestellt. Die auf der Zeche gebräuchlichen Düsen haben die Gestalt Fig. 9. Die Düse hat eine kegelige Bohrung, deren größerer Durchmesser 15 bis 16 mm und deren kleinerer 1 bis 3 mm beträgt. Der engere Teil des Kegels ist schlanker als der weitere. Da für Ueberdrücke von 1 at und mehr das »kritische Druckverhältnis« (vergl. Hütte, 20. Aufl. S. 358f.) unterschritten ist, und demnach jede Düse, um die größte mögliche Ausflußmenge zu erreichen, für jeden gewählten Ueberdruck eine andre Erweiterung vom engsten Teil bis zum Austrittquerschnitt aufweisen müßte (vergl. Büchner: Zur Frage der Lavalschen Turbinendüsen, Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 18), wurde für die neuen Düsen von jeglicher Erweiterung überhaupt abgesehen. Die aus der Figur 10 ersichtliche zylindrische Bohrungslänge wurde für alle Düsen-

Fig. 9 und 10. Messingdüsen.

$^2/_5$ nat. Größe.

weiten auf 10 mm festgesetzt, um die Aenderung der Ausflußmenge bei gleichem Ueberdruck lediglich als Funktion des Düsendurchmessers zu erhalten. Sämtliche Bohrungen erhielten an ihrer Eintrittstelle eine leichte Abrundung von gleicher Krümmung und wurden mit zylindrischen Stahldornen vollkommen glatt geschliffen. Die Stärke jedes Dornes wurde mikrometrisch gemessen. Die Düsenbohrungen zeigten Politurglanz.

Für alle Düsen wurde dann die bei rd. 2, 4, 6 at Ueberdruck ausströmende Luftmenge durch Versuche bestimmt. Hierzu wurde das für die eigentlichen Versuche verwendete Düsenansatzrohr mit einem andern vertauscht, das kurz vor seinem Ende mit einer Flanschscheibe verschraubt und verlötet war. Die Flanschscheibe wurde auf eine 70 mm weite Zinkblechleitung geschraubt, die zu einem System von 3 Gasuhren führte. Je nach Bedarf wurde die eine oder die andre Gasuhr, deren Fassungsmenge 3, 12, und 200 cbm/st beträgt, angeschaltet. Die Konstante jeder der Gasuhren war wiederholt bestimmt worden.

Nachdem der Beharrungszustand der austretenden Luft erreicht war, wurden je nach Ueberdruck und Düsenbohrung 20 bis 25 Minuten lang alle 5 Minuten der Stand des Zeigers an der Gasuhr, die Temperatur der entweichenden Luft bei ihrem Austritt aus dem Gefäß C sowie vor und nach der jeweilig benutzten Luftuhr und der Ueberdruck in dieser beobachtet. Außerdem wurde der Barometerstand aufgenommen.

Die Unterschiede der 5 Minuten-Ablesungen an den Uhren zeigten sich als nahezu unveränderlich, selbst die größten Abweichungen blieben noch unter 1 vH des Durchschnittwertes.

Bedeutet:

p in at den absoluten Druck in (dem noch nicht verengten Teile) der Düse (bezw. im Gefäß C),

p_0 in at den Atmosphärendruck,

$\Delta p = p - p_0$ in at den Ueberdruck in (dem noch nicht verengten Teile) der Düse gegenüber dem Atmosphärendruck,

t' in °C die Temperatur der Luft in der Düse (d. h. im Zuleitungsschlauch und im Gefäß C),

$T' = t' + 273$ in ° die absolute Temperatur an gleicher Stelle,

φ_1 die kritische Geschwindigkeitzahl, durch welche die die Ausflußgeschwindigkeit herabsetzende Reibung in der Düse berücksichtigt wird,

Φ in mm den Durchmesser der zylindrischen Düsenbohrung,

F' in qcm den Querschnitt der zylindrischen Düsenbohrung,

V_0' in cbm/st das Volumen der ausströmenden Luft von der Temperatur t' und dem Druck p_0,

so mußte sich nach bekannten Formeln (Hütte, 20. Aufl. S. 361) die stündliche Ausflußmenge ergeben zu:

$$V_0' = 4{,}175\, \varphi_1\, F' \left(\frac{p}{p_0}\right) \sqrt{T}\ .$$

Nach dieser Gleichung wurden alle bei 2, 4, 6 at Ueberdruck, verschiedenen Barometerständen und verschiedenen Temperaturen beim Austritt aus dem Gefäß C (15 bis 20° C) gemessenen Volumina einheitlich umgerechnet auf die Mitteltemperatur $t' = 17°$ C und die Druckverhältnisse $\frac{p}{p_0} = 3{,}00$, 5,00, 7,00. Dabei erwies sich φ_1 abhängig sowohl vom Durchmesser als von $\left(\frac{p}{p_0}\right)$. Dagegen ergab sich auf graphisch rechnerischem Wege einheitlich $\varphi_1 = 0{,}90$, wenn man die Gleichung

$$V_0' = 4{,}175 \cdot 0{,}900\ F^{0{,}985} \sqrt{290} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1{,}02}$$

$$= 0{,}5044\, (\Phi^2)^{0{,}985} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1{,}02} \qquad (1)$$

aufstellt, wie die nach ihr berechnete Zahlentafel 1 zeigt, die alle verwendeten Düsen umfaßt. Bei der Düse Nr. 19 scheint beim Druckverhältnis 3,0 ein Beobachtungsfehler in der Mengenbestimmung vorgekommen zu sein. Die Bohrung der Düse Nr. 12 zeigte eine nicht ganz zu beseitigende rauhe Stelle.

Zahlentafel 1.

Abhängigkeit der Antriebluftmenge vom Düsendurchmesser und vom Druckverhältnis.

($t' = 17°$ C)

Düsen-		Antriebluftmenge V_0' in cbm/st beim Druckverhältnis $\frac{p}{p_0} = \frac{p_0 + \Delta p}{p_0} =$											
		3,00				5,00				7,00			
Nummer	Dmr. Φ mm	beobachtet	berechnet	Unterschied cbm/st	Unterschied vH	beobachtet	berechnet	Unterschied cbm/st	Unterschied vH	beobachtet	berechnet	Unterschied cbm/st	Unterschied vH
1	0,507	0,407	0,406	0.001	0,2	0,690	0,683	0,007	1,0	0,973	9,630	0,010	1,0
6	1,047	1,698	1,693	0,005	0,3	2,864	2,851	0,013	0.5	4,046	4,019	0,027	0,7
8	1,607	3,951	3,938	0,013	0,3	6,628	6,631	−0,003	−0,1	9,307	9,346	−0,039	−0,4
22	1,629	4,067	4,045	0,022	0,5	6,830	6,812	0,018	0,3	9,616	9,598	0,018	0,2
12	2,053	6,31	6,38	−0,07	−1,1	10,55	10,74	−0,19	−1,8	14,82	15,14	−0,32	−2,1
14	2,561	9,77	9,86	−0,09	−0,9	16,45	16,61	−0,16	−1,0	23,18	23,41	−0,23	−1,0
25	3,091	14,35	14,29	0,06	0,4	23,93	24,05	−0,12	−0,5	33,72	33,91	−0,19	−0,6
17	3,182	15,24	15,13	0,11	0,7	25,60	25.47	0,13	0,5	36,08	35,90	0,18	0,5
19	3,600	19,60	19.29	0,31	1,6	32,60	32.48	0,12	0,4	45,83	45,78	0,05	0,1

Zahlentafel 2 (vergl. Fig. 16 und 17).

Abhängigkeit der Förderluftmenge von der Stellung der Düse bei achsparallelem Strahlaustritt und im übrigen beliebiger Düsenstellung.

($D = 206$ mm; $\Phi = 3,6$ mm; $\Delta p = 6$ at; $z = 7$)

mit oder ohne Trichter	Seitenabstand von der Rohrachse mm	beobachteter Ueberdruck h in mm W.-S. im Querschnittabstand (in mm) = –300	–200	–100	0	100	200	größter Ueberdruck bei axialem Strahlaustritt nach Kurve h_{max} mm W.-S.	Minderförderung gegenüber der dem Ueberdruck h_{max} entsprechenden größtmöglichen Menge in vH der letzteren im Querschnittabstand (in mm) = –300	–200	–100	0	100	200
mit Trichter	90	2,110	2,178	2,227	2,276	2,235	2,033	2,706	13,2	11,8	10,9	9,9	10,7	14,8
	70	2,428	2,428	2,443	2,492	2,450	2,329		7.3	7,3	7,0	6,1	6,9	9,2
	50	2,565	2,574	2,578	2,601	2,548	2,421		4,2	4,0	3,9	3,5	4,5	6.9
	30	2,711	2,718	2,721	2,725	2,647	2,498		2,0	1,8	1,8	1,7	3,1	5.9
	10	2,777	2,778	2,791	2,780	2,675	2,528		0,5	0,5	0,3	0,5	2,4	5,1
	0	2,696	2,702	2,705	2,694	2,601	2,455		0,2	0,1	0,0	0,2	2,0	4,7
ohne Trichter	90	1,778	1,764	1,834	1,900	1,951	1,852	2,283	13,5	13,7	12,0	10,4	9,3	11,6
	70	2,045	2,046	2,049	2,082	2,121	2,111		7,1	7.0	7,0	6,2	5,4	5,6
	50	2,185	2,184	2,174	2,192	2,201	2,181		3,7	3,7	3,8	3,5	3,3	3,8
	30	2,271	2,272	2,257	2,280	2,292	2,246		1,0	1,9	2,2	1,7	1,4	2,4
	10	2,355	2,364	2,366	2,385	2,367	2,304		0,8	0,6	0,5	0,1	0,5	1,8
	0	2,270	2,269	2,279	2,283	2,260	2,208		0,3	0,3	0,1	0,0	0,5	1,7

Bei allen die Förderluftmenge betreffenden Versuchen befand sich die Düsenachse in der durch die Luttenachse bestimmten wagerechten Ebene. Die Art der Querschnittbezeichnung folgt aus den Figuren 11 bis 15. Die bei **axialem** Strahlaustritt erreichten Ueberdrücke wurden über den Stellungen der Düsenaustrittquerschnitte aufgetragen und durch eine stetig verlaufende Kurve verbunden. Darauf wurden unter Benutzung des bekannten Satzes, daß sich die Ausflußmengen bei unveränderlichem Querschnitt und geringen Ueberdrücken wie die Quadratwurzeln aus diesen verhalten, die den einzelnen Beobachtungspunkten entsprechenden verhältnismäßigen Mengen gegenüber der durch das **Kurvenmaximum** bei **axialem** Strahlaustritt bestimmten Menge berechnet und über den Stellungen der Düsenaustrittquerschnitte aufgetragen.

Fig. 11 bis 15. Düsenstellungen.

Fig. 11 und 12.

Fig. 13 bis 15.

Die größtmögliche Fördermenge ergibt sich, wie die als Beispiel gewählten Figuren 16 und 17 und Zahlentafel 2 erkennen lassen, bei axialem Strahlaustritt innerhalb der Lutte in einer Entfernung von rund dem halben bis ganzen Leitungsdurchmesser und nimmt bis zum Eintrittquerschnitt nur wenig ab.

Für axiale Düsenstellungen vor dem Luttenrohr tritt bei der Leitung ohne Trichter eine leichte Verminderung der Fördermenge ein, die in dem (dem Leitungsdurchmesser von 206 mm entsprechenden) Querschnitt + 200 mm etwa 2 vH beträgt und von Ueberdruck und von Rohrlänge fast unabhängig ist.

Bei der Leitung mit Einlauftrichter aber betragen die Minderförderungen schon 4 bis 6 vH, und zwar sind die die Förderung verringernden Störungen bei kurzen Rohrlängen und bei geringem Ueberdruck in der Düse größer als bei langem Rohre und hohem Ueberdruck. Eine geringe seitliche Verschiebung zeigt keine nennenswerte Abnahme der Förderluftmenge.

(Fortsetzung folgt)

Fig. 16 und 17.[1]

Achsparalleler Strahlaustritt bei sonst beliebiger Düsenstellung. $D = 206$ mm, $\Phi = 3,6$ mm, $\Delta p = 6$ at, $z = 7$.

Abszissen: Seitenabstand der Düsenachse von der Rohrachse einerseits, Abstand des Düsenaustrittquerschnittes vom Leitungseintrittquerschnitt andrerseits

Ordinaten: Verhältnismäßige Menge gegenüber derjenigen bei günstigster Düsenstellung

Kurven: Unveränderlicher Seitenabstand der Düsenachse einerseits, unveränderliche Ebene des Düsenaustrittquerschnittes andrerseits, je bei unveränderlichen Leitungsverhältnissen

Kurvenscharen: Leitung mit und Leitung ohne Trichter

[1] Die ausgefüllten Kreise (•) entsprechen Beobachtungsreihen, auf deren zahlenmäßige Wiedergabe in diesem Auszuge verzichtet wurde.

Eisenlohr: Die deutschen Flugzeugbauarten 1911/12.

Fig. 1. Grade-Eindecker.

Fig. 2. Neuer Grade-Militäreindecker.

Fig. 3. Gepanzerter Häfelin-Militäreindecker.

Fig. 4. Dorner-Eindecker.

Fig. 5. Harlan-Eindecker.

Fig. 6. Aviatik-Eindecker.

Fig. 7. Jeannin-Eindecker.

Fig. 8. Rumpler-Taube 1910.

Fig. 9. Hirths Rumpler-Eindecker beim Oberrheinischen Zuverlässigkeitsflug.

Fig. 10. Goedecker-Eindecker.

Eisenlohr: Die deutschen Flugzeugbauarten 1911/12.

Fig. 11. Farman-Albatros-Zweidecker.

Fig. 12. Doppeltaube der Albatroswerke.

Fig. 13. Führersitz und Argusmotor des Albatros-Zweideckers.

Fig. 14. Euler-Doppeldecker.

Fig. 15. Otto-Renndoppeldecker.

Fig. 16. Doppeldecker der Flugzeugwerke Leipzig-Lindenthal.

Fig. 17. Mars-Zweidecker der Flugzeugwerke Leipzig-Lindenthal.

Fig. 18. Deutscher Original-Wright-Doppeldecker.

Fig. 19. Neuer deutscher Wright-Doppeldecker.

Fig. 20. Motor, Schraube und Steuer des Wright-Flugzeugs.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. und 27. August 1912.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 24. Juni 1912.

Vorsitzender: Hr. Hohenemser. Schriftführer: Hr. Greiner.
Anwesend 72 Mitglieder und Gäste.

Hr. Greiner berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. Eisenlohr spricht über

die deutschen Flugzeugbauarten 1911/12[2]).

(hierzu Textblatt 33 und 34.)

»Die in allen Staaten immer mehr und mehr gesteigerten Preise für flugtechnische Leistungen haben leider nicht den gewünschten Erfolg der besseren Finanzierung der bewährten bisherigen Flugzeugfirmen gehabt; vielmehr war ein überhastetes Neugründen zahlreicher neuer Apparatebauanstalten die Folge, und fast täglich mußte man wieder von der Liquidation einer solchen Firma lesen, die vielfach das »Flugzeug der Zukunft« konstruiert zu haben glaubte.

Die älteren Firmen, die bereits Wertvolles geleistet hatten, haben aber trotz häufiger schwieriger Finanzverhältnisse mit einem außerordentlichen Eifer ihre Bauarten vervollkommnet und durchgebildet; was einige unserer deutschen Firmen neu hervorgebracht haben, ist staunenswert. Allerdings erklärt sich die schnelle Weiterentwicklung unserer Flugzeugindustrie durch die in manchen Punkten vorbildlichen Arbeiten der französischen Flugzeugerbauer. So konnten unsere deutschen Originalkonstruktionen schnell in richtiger Weise ausgestattet werden, was sich vor allem bei unsern neuen Eindeckern feststellen läßt.

Während im vorigen Jahre der Zweidecker gegenüber dem Eindecker ein wenig zurückgetreten war, haben es wohl die hohe Ansprüche stellenden militärischen Wettbewerbe zur Folge gehabt, daß man den Zweidecker wieder mehr anerkennt und mit ganz besonderer Liebe an seiner Vervollkommnung arbeitet und vor allem in Deutschland in letzter Zeit ganz neue Bauarten hervorgebracht hat, während die Franzosen sich im allgemeinen damit begnügten, ihre früheren Doppeldecker, die es allerdings teilweise zu großer Vervollkommnung gebracht hatten, zu vergrößern und zu verstärken.

Die Eindecker der bedeutenden Firmen zeigen erfreulicherweise in letzter Zeit eine fast in allen Punkten gleichgeartete Weiterbildung durch Verminderung der Spanndrähte, Vereinfachung des Anlaufgestelles, der Körperform und der Steueranordnung usw., wobei sie aber einen starken Einfluß der französischen Bauarten wie Nieuport, Rep und Deperdussin nicht verleugnen können. Bei den Doppeldeckern, deren Konstruktion schon hinsichtlich der Verbindung der beiden Tragflächen zahlreiche, wesentlich verschiedene Bauweisen zuläßt, sind kaum irgendwelche gleichgerichtete Konstruktionsbestrebungen bemerkbar, wenn man nicht die Ausgestaltung der oberen oder gar beider Tragflächen nach der von Etrich-Rumpler geschaffenen Form und die neuerdings angewendete Staffelung als solche bezeichnen will.

Den Ruhm, den ersten erfolgreichen Eindecker in Deutschland erbaut zu haben, darf Hans Grade in Anspruch nehmen. Er ist der einzige von den vielen Konstrukteuren, der es mit Erfolg versuchte, ein leichtes, billiges aber auch gutes und taugliches Flugzeug zu schaffen (in neuerer Zeit noch Schulze in Magdeburg). Die leicht gebaute Tragfläche, Fig. 1, Textblatt 33, ist nur durch ein starkes Bambusrohr mit dem Schwanzteil, der aus Steuer- und Beruhigungsflächen besteht, verbunden. Das Ganze ruht auf einem höchst einfachen Anlaufgestell, hinter dem unter der Tragfläche der Führersitz in Form eines Ledergurtes angebracht ist. Einen so einfachen, dabei technisch ausgezeichnet durchgebildeten Eindecker dürfte kein andres Volk besitzen. Das Flugzeug ist mit dem von Grade selbst konstruierten Grade-Zweitaktmotor ausgerüstet, der auf einer Stahlgabel vor dem Bambusrohr in Höhe der Tragfläche angeordnet ist und der einzige in der Flugtechnik verwertete Zweitaktmotor ist. Ob er aber ohne Wasserkühlung imstande sein wird, größere Flüge bei großer Belastung auszuführen, muß abgewartet werden; bis 2½ Stunden wurde bereits geflogen.

Vor wenigen Monaten hat Grade eine neue Bauart als Militärflugzeug, Fig. 2, herausgebracht, bei der ein starker Körper von rundem Querschnitt die Sitze zwischen den Flügeln aufnimmt, der Schwebesitz unter der Tragfläche also aufgegeben ist. Dieses neue Flugzeug hat gegenüber dem etwas einfacheren früheren eine stärkere Bauart erhalten. Die kräftigen Tragflächen, der völlig verkleidete Rumpf, das praktische Anlaufgestell und die gut abgemessenen Steuerorgane berechtigen zu den besten Hoffnungen.

Einen zweiten gut bewährten Eindecker besitzen wir in dem Häfelin-Flugzeug. Hier ist der Körper aus einem kräftigen Stahlrohr gebildet, das sich im vordersten Teil zur Aufnahme der Sitze und des Motors stark erweitert. Ein gut durchdachtes Anlaufgestell trägt das elegante Flugzeug, dessen Tragfläche auf die ganze Länge verwunden werden kann, Fig. 3. Mit diesem Flugzeug wurde auch der erste Versuch einer Panzerung gemacht, indem ein 3 mm starker Chromnickelstahlpanzer um den Führersitz und Motor gelegt ist, der eine Annäherung an Infanterie bis auf 300 m erlauben soll.

Ein Flugzeug von wesentlich andrer Bauart ist der Dorner-Eindecker, Fig. 4, einer der interessantesten Eindecker, die es gibt. Die Tragfläche geht in ihrer ganzen Spannweite von 12 m ununterbrochen, also in der Mitte nicht geteilt, durch und läuft nach den Enden schmal aus. Die Schraube ist hinter der Tragfläche angeordnet und wird von dem vorn liegenden Motor mittels unter den Sitzen durchlaufender Achse und Kettenübertragung angetrieben. Der breite, die Schraube in sich kreisen lassende Rumpf besteht aus 3 starken Längsholmen, die durch eine vorzügliche Dreieckverstrebung in ihrer ganzen Länge versteift sind. Der untere Holm läuft als Stoßkufe bis vorn unter den Motor aus. Das Anlaufgestell ist durch 2 durchgebogene Eschenholzträger vorzüglich abgefedert. Die beiden Sitze liegen nebeneinander hinter dem Motor unter der Tragfläche. Auch Dorner hat ein Militärflugzeug mit hinter einander liegenden Sitzen herausgebracht, das z. Z. als Wasserflugzeug erprobt wird.

Sehr große Abmessungen hat der Harlan-Eindecker, der in bezug auf Tragfähigkeit der bewährteste deutsche Eindecker ist, Fig. 5. Bei 30 qm Tragfläche und rd. 14 m Spannweite konnten mit ihm die Weltrekorde mit 3, 4 und 5 Fahrgästen gewonnen werden. Der neue Militär-Harlan-Eindecker zeigt eine Reihe sehr wesentlicher Verbesserungen und ist mit einem 100 PS-Motor ausgerüstet. Er wurde, wie schon andre Harlan-Flugzeuge von der Heeresverwaltung erworben. Eine besonders feine Konstruktion des Tragflächengerippes, ein kräftig und in schönen Linien gebauter, lang gehaltener Körper und besonders günstige Steuerfähigkeit zeichnen dieses erfolgreiche Flugzeug aus. Die Firma hält ihren Eindecker für so zuverlässig — tatsächlich ist auch noch kein größerer Unglücksfall zu verzeichnen —, daß sie bereits eine Luxusbauart herausgebracht hat, bei dem alle Metallteile vernickelt, alle Holzteile weiß gestrichen sind. Im vorigen Jahre zeigte sich dieser Luxus-Harlan-Eindecker als würdiger Vertreter der deutschen Flugzeugindustrie auf der Luftschiffahrtausstellung in Petersburg.

Der neue Eindecker der Aviatik-Werke in Mülhausen i. E., Fig. 6, beruht auf dem Original des Franzosen Hanriot, ist aber in wesentlichen Punkten verbessert worden und erreicht eine sehr bedeutende Geschwindigkeit. Er ist bis in die kleinste Einzelheit außerordentlich genau durchkonstruiert.

Besonderer Wert ist auf eine der großen Landungsgeschwindigkeit entsprechend starke Ausgestaltung des Anlaufgestells mit seinen schräg nach vorn gerichteten sechs Streben gelegt. Die vier Anlaufräder sitzen auf durchgehender Achse. Der elegante schlanke Rumpf trägt hinten die reichlich großen Steuerorgane und nimmt zwischen den Tragflächen die bequemen Sitze für Führer und Begleiter auf.

Auf dem Vorbild Nieuports beruht der Jeannin-Eindecker, Fig. 7. Der aus Stahlrohren gebaute, völlig überzogene Rumpf mit den sehr starken, ziemlich kleinen Flügeln, gibt ihm ein wuchtiges Aussehen. Mit einem 100 PS-Motor (Argus) erreicht das Flugzeug eine Geschwindigkeit von über 130 km/st und ist das schnellste deutsche Flugzeug. Besonders interessant ist das Anlaufgestell, bei dem die 2 Räder an starken Stahl-Blattfedern beiderseits gelenkig angeordnet sind. Diese Federung arbeitet so vorzüglich, daß die Tragfläche beim Anfahren und Landen des Flugzeuges kaum schwankt, da die Stöße des unebenen Geländes von der Federung aufgefangen werden. Eine sehr starke Mittelkufe schützt die Schraube bei steilen Landungen und zieht sich ziemlich lang unter dem Körper hin. Die Tragflächen sind durch wenige starke Stahldrahtkabel verspannt. Die Pfeilhöhe der Tragflächenkrümmung ist, um eine möglichst große Geschwindigkeit zu erreichen, ziemlich klein.

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.
[2]) Vergl. Z. 1912 S. 690.

Durch sein ansprechendes Aussehen und durch die glänzenden Erfolge Hirths gewann das Etrich-Rumpler-Flugzeug »Taube« große Volkstümlichkeit. Sie bildet mit ihren Abarten eine Klasse für sich, Fig. 8. Während die bisher beschriebenen Eindecker sehr stark gebaute, steife Tragflächen haben, sind die der Taube sehr elastisch. Die der Natur abgesehene günstige Tragflächengestalt ist bekannt. Die Flügel werden durch die unter ihnen liegenden Stahlrohrarme versteift, an deren Ende entweder ein Rädchen oder eine kleine Kufe Beschädigungen beim Berühren des Bodens vermeiden soll. Der bootsförmige Rumpf läuft hinten in sehr breite und elastische Beruhigungs- und Steuerflächen aus. Letztere sind nicht mit Gelenken versehen, sondern bilden den Auslauf der Beruhigungsflächen und werden nur abgebogen. Infolge der Verwindung der zurückgebogenen Flügelenden liegt die Taube im Kurvenflug sehr schräg. Das Anlaufgestell dürfte wohl etwas zu schwer und noch nicht ganz durchkonstruiert sein, da das Vornüberkippen des Flugzeuges zu häufig vorkommt. Hinsichtlich der Eleganz des Aussehens im Fluge ist die Taube unerreicht. Doch dürfte eine Steigerung der Geschwindigkeit noch erstrebt werden.

In bezug auf die Schnelligkeit wurde der Rumpler-Eindecker neuester Bauart[1]), Fig. 9, den Hirth beim diesjährigen oberrheinischen Rundflug und beim Flug Berlin-Wien steuerte, sehr wesentlich verbessert und erreicht wohl nahezu den Jeannin-Eindecker. Mit der vorjährigen Bauart hat dieses Flugzeug wenig gemein. Der Körper hat eine prachtvolle Torpedogestalt, die Tragflächen sind stark verkleinert, stärker gebaut, ohne Stahlrohrversteifung usw. Die Steuerflächen sind erstaunlich klein und sehr originell geformt. Und vor allem wurde das Anlaufgestell völlig verändert. Nicht mehr so kompliziert und schwer wie früher besteht es jetzt aus 2 Stahlrohrknien, in denen die Radachse an Gummibändern hängt. Durch alle diese Vereinfachungen wurde die Schnelligkeit bedeutend gesteigert.

Ein der Taube dem Aussehen nach verwandtes Flugzeug ist der Goedecker-Eindecker, der aber eine völlige Originalkonstruktion bildet, Fig. 10. Der schmale schlanke Rumpf ist aus Stahlblechen gepreßt und läuft in einen sehr langen, eleganten Schwanz aus, der die Steuerflächen trägt. Die Tragflächen, deren Gerippe aus Stahlrohren mit Tonkinrohrspieren besteht, können in wenig Minuten völlig zerlegt, und ein Reserveflügel kann sowohl als rechter wie als linker Flügel eingebaut werden. Das sehr hohe Anlaufgestell ist zwar gut abgefedert, dürfte aber noch zu schwer sein und zuviel Luftwiderstand bieten. Der Gödecker-Eindecker hat bereits in vorjährigen Manövern gute Erfolge zu verzeichnen gehabt.

Während beim Eindeckerbau Stahlrohre schon ziemlich viel, vor allem für den Rumpf oder das Anlaufgestell verwendet sind, wird beim Zweideckerbau noch in überwiegender Mehrheit Holz verwendet. Auf besonders wichtige Stahlrohranwendung wird im folgenden jeweils hingewiesen werden; doch scheint sich das Holz mit seiner größeren Elastizität und Bearbeitungsmöglichkeit besonders für die von den Tragflächenholmen mit den senkrechten Stützen gebildeten Stabwerke zu eignen. Die Zellenbauart der Doppeldecker ist dem Hargrave-Drachen entnommen. Hierbei sind alle Stützkonstruktionen im rechten Winkel ausgeführt, so daß die Tragflächen senkrecht übereinander liegen. Bei dieser Bauweise ist die Tragfähigkeit der Tragflächeneinheit bedeutend geringer als die beim Eindecker, weil die obere Tragfläche nicht in ihrer ganzen Ausdehnung beansprucht wird, da sie im Luftdruckschatten der unteren Fläche liegt. Man hat daher die Tragflächen gestaffelt. Bei dieser Bauart ist die obere Tragfläche nicht nur beiderseits um 2 bis 3 m über die untere hinaus verlängert, sondern auch gegen diese nach vorn versetzt. Ein bestimmtes Maß für diese Versetzung hat man noch nicht festgelegt, sie richtet sich nach mehreren Beziehungen wie z. B Gestalt (Pfeilhöhe) des Tragflächenquerschnittes, Anstellwinkel im Flug und Tiefenausdehnung der Tragfläche in der Flugrichtung. Sehr wesentlich wird aber die ganze Brückenkonstruktion der Tragflächenzelle dadurch beeinflußt, daß die bisherige Versteifung lediglich durch die Diagonal-Spanndrähte, wobei die Stützen lose in Aluminiumschuhen saßen, nicht mehr ausreicht. Es müssen vielmehr mindestens die mittelsten der schräg nach vorn laufenden Stützen mit dem Tragflächengerippe starr verbunden sein, wenn sie sich nicht sogar noch in das Anlaufgestell hinein fortsetzen. Die Druck- und Zugbeanspruchungen werden schon bei ganz geringer Staffelung der Tragfläche wesentlich andere, als wie bei der senkrechten Lage der Flächen übereinander.

[1]) s. Z. 1912 S. 1052.

Man könnte die Zweidecker im großen ganzen in drei Klassen einteilen, deren erste dem Farman- oder Voisin-Flugzeug nachgebildet ist, wobei aber besonders in Frankreich so wesentliche Abänderungen eingetreten sind, daß man kaum noch auf das Original schließen kann, so z. B. bei der Bréguet- und der Clément-Bayard-Bauart. Vor allem hatte hier der Wegfall des umfangreichen und empfindlichen Schwanzgestelles zugunsten eines wie bei den Eindeckern bootsförmigen Rumpfes die Verlegung des Motors und der Schraube nach vorn auch beim Zweidecker zur Folge.

Die zweite Klasse hat sich im Grunde genommen aus demselben Flugzeuge heraus entwickelt, zeichnet sich aber durch die naturalistische Gestaltung der Tragflächen und deren Elastizität aus, ähnlich wie die Rumpler-Taube. Solche Zweidecker-Typen sind die Albatros- und Mars-Zweidecker, der österreichische Pfeil-Zweidecker u. a. m.

Ganz selbständig ist die Klasse des Wright-Flugzeuges, das von vornherein so vollkommen gebaut wurde, daß wir bei keinem andern Flugzeug eine so geringe Veränderung in der Konstruktion feststellen können.

Diese Einteilung der Doppeldecker hat natürlich ihre Mängel, wie jeder Versuch, die sehr mannigfaltigen Konstruktionen überhaupt unter irgend welchen Gesichtspunkten zusammenfassen zu wollen, kaum gelingen dürfte. Die obige Einteilung wird auch zunächst nur durch die Beschränkung des Themas auf deutsche Flugzeuge gerechtfertigt.

Eine der ersten deutschen Firmen für Doppeldecker, die Aviatik-Werke in Mülhausen haben neben ihrem oben beschriebenen Eindecker ihren altbewährten Doppeldecker weiter entwickelt. Durch Umgestaltung der bisher hölzernen Vertikalstreben in dünne Stahlrohrstützen und durch Verminderung der Tragflächentiefe wurde die Geschwindigkeit gesteigert. Auch wurde die durchgehende Achse der beiden Anlaufräderpaare durch 2 kurze einzelne Achsen ersetzt, die ein sehr sicheres Landen ermöglichen. Die beiden Führersitze sind in einem gefälligen Windschutz eingeschlossen, der über die untere Tragfläche hervorragt, so daß der Führer das Gelände bei der Landung gut übersehen kann. Sämtliche Aviatikflugzeuge sind mit dem bewährten Argusmotor ausgerüstet.

Die Flugzeuge der Albatroswerke waren anfangs französischen Originalen nachgebaut. So führten sie in der Hauptsache das Farman-Flugzeug aus, Fig. 11, Textblatt 34; doch wurde auch die von dem Farmanflieger Sommer umgestaltete Form hergestellt, die sich durch die weitvorspringenden Kufen des Anlaufgestelles und durch den auf eine einzige Fläche (anstatt des Kastenschwanzes) verringerten Schwanz auszeichnete. Bis vor kurzem wurden die Albatrosflugzeuge immer mit dem französischen Gnomemotor ausgerüstet, der aber in letzter Zeit dem deutschen Argusmotor Platz gemacht hat. Die neue Bauart zeigt eine besondere Ausgestaltung der an der Hinterkante der oberen Tragfläche angehängten Ansatzflächen, die an Stelle der Verwindung als Beruhigungsflächen dienen. Diese Sommer-Bauart wird aber heute, wo fast durchweg das vordere Höhensteuer nach hinten verlegt ist, nicht mehr gebaut. Doch ist das Farman-Flugzeug, allerdings mit hinterem Höhensteuer, wohl der im letzten Jahre bewährteste deutsche Doppeldecker neben dem Wright-Flugzeug gewesen. Zahlreiche Albatros- und Aviatik-Zweidecker sind dem Flugzeugpark der deutschen Heeresverwaltung einverleibt worden und haben hervorragende Erfolge gehabt.

Der neue Zweidecker der Albatros-Werke gen. »Doppeltaube« ist eine ganz hervorragende Leistung, Fig. 12. Die schon oben erwähnte Einführung des Rumpfes statt des Schwanzgestelles, die ausgezeichnete Form der Tragflächen und vor allem die höchst interessante Dreieckverstrebung zwischen den Flächen zeugen von dem großen Konstruktionstalent unserer deutschen Ingenieure. Auch das Anlaufgestell ist in vollendeter Weise durchgeführt. Die Dreieckverstrebung dürfte wohl die geeignetste Lösung bei Staffelung der Tragflächen werden, da die dabei wirkenden Schub- und Druckspannungen von Spanndrähten, die ja nur Zugbeanspruchung erlauben und deshalb bei dieser Konstruktionsweise auch fast ganz weggefallen sind, nicht aufgenommen werden können.

Von der Genauigkeit der in den Albatroswerken geleisteten Arbeit gibt Fig. 13 einen Begriff. Alles ist auf einem starken Holzrahmen aufgebaut, der mit wenigen Klemmwinkeln auf das Tragdeck geschraubt wird. Das Bild zeigt einen 50 pferdigen 4-Zylinder-Argusmotor mit Wasserkühlung. Bei Militärflugzeugen wird die hier nur am vorderen Sitz angebrachte Steuereinrichtung auch an dem zweiten Sitz ein gebaut.

Wesentlich anders ist der Euler-Doppeldecker, dem das Voisin-Flugzeug mit dem auf das Anlaufgestell abgestützten, nach vorn herausragenden Rumpf zugrunde gelegt ist. Beim

diesjährigen Zuverlässigkeitsflug erreichte der Euler-Zweidecker die Geschwindigkeit der Rumplertaube bei bedeutend schwächerem Motor. Das Euler-Flugzeug, Fig. 14, zeichnet sich durch sehr leichten Bau, den energisch nach vorn gebauten Rumpf, den langen Schwanz und durch das hohe weit nach vorn verlegte, einfache Anlaufgestell aus. Das Kennzeichnendste jedoch sind die nur 1,50 m tiefen und nur wenig gekrümmten Tragflächen, wodurch die große Geschwindigkeit erreicht wird und ihm auch bei ziemlich starkem Winde die Flugfähigkeit erhalten bleibt. Erwähnenswert ist, daß Euler mit Erfolg einen Dreidecker erbaut hat. Bekannt sind die zahlreichen glänzenden Ueberlandflüge der Darmstädter Offiziere und der einstündige Flug des Prinzen Heinrich auf dem Euler-Doppeldecker.

Eine fast ebenso große Geschwindigkeit von rd. 115 km/st erreicht der Otto-Doppeldecker der Gustav Otto-Flugmaschinenwerke in München, der auch sehr leicht gehalten ist und nur 1,80 m tiefe Tragflächen hat, Fig. 15. Wer die ersten Otto-Doppeldecker vor 2 Jahren gesehen hat und die neueste Rennmaschine oder den neuen Eindecker betrachtet, der staunt über den Eifer und Fleiß, der hier gezeigt worden ist. Die Otto-Doppeldecker neuerer Bauart sind nur aus Stahlrohren gebaut, und erst kürzlich hat sich bei einer harten Landung während des Zuverlässigkeitsfluges die Stärke einer solchen Stahlrohrkonstruktion bewährt. Die Tragfähigkeit ist bei dem geringen Gewicht des Otto-Doppeldeckers sehr groß.

Nicht minder eifrig und erfolgreich wurde in den Deutschen Flugzeugwerken Leipzig-Lindenthal gearbeitet. War der bisherige Doppeldecker, Fig. 16, eine Abart des Farman-Flugzeuges mit weit nach vorn springendem Höhensteuer und lang nach hinten ausgezogenem Schwanzteil, so stellt der neue, von Büchner entworfene Mars-Zweidecker, Fig. 17, eine ganz ausgezeichnete Bauart dar. Die mit sehr starker Innenkonstruktion versehenen gestaffelten Tragflächen werden nur durch 4 ovale Stahlrohre gehalten und sind im übrigen durch Drahtseile im Dreiecksverband unter sich und nach oben und unten verspannt. Von 2 sehr starken Stahlrohrknien wird das ganze Anlaufgestell gebildet, das auf durchgehender Achse 4 Räder trägt, deren Speichen von Blechscheiben überdeckt sind, um den Luftwiderstand zu vermindern. Ein ganz überzogener, nach hinten stark verjüngter Rumpf schließt vorne den Motor in sich ein, hinter dem die Führersitze liegen, und läuft hinten in Höhen- und Seitensteuerflächen aus. Die nach hinten geschweiften oberen Flügelenden sind zum Verwinden eingerichtet. Die Drahtverspannung ist auf das Geringste beschränkt. Die Drahtverspannung ist leicht lösbar und gestattet ein Zurücklegen der Tragflächen an den Rumpf, so daß das zusammengelegte Flugzeug auf der Straße auf eigener Achse befördert werden kann. (Der Mars-Eindecker zeigt denselben Rumpfbau, an den beiderseits nur eine Fläche mit je 4 Stahldrahtkabeln oben und unten angesetzt ist.)

Es ist interessant, wie sich aus dem früheren Zweidecker, mit der dem Kastendrachen entnommenen Zellenkonstruktion und dem Eindecker mit Rumpfbau und elastischer, dem Vogelflügel ähnelnden Tragfläche diese neue Doppeldeckerklasse entwickelt hat, als deren Vertreter der neue Albatros- und der Mars-Zweidecker genannt ist. Wer vor 4 Jahren Zipfels Voisin-Flugmaschine, die 1600 m ohne Unterbrechung flog, gesehen hat, und heute eines der obengenannten vornehm gestalteten Flugzeuge sieht, der darf sich den kühnsten Erwartungen auf weitere Ueberraschungen im Doppeldeckerbau hingeben.

Ich habe dies an dieser Stelle deshalb besonders erwähnt, weil ich in der nun zu behandelnden dritten Klasse der Doppeldecker, die Klasse der Wright-Bauart, die äußerst geringen Veränderungen während der 10 Jahre, in denen das Wright-Flugzeug bereits die Lüfte durchzieht, in gebührender Weise anerkannt sehen möchte. Das Original-Wright-Flugzeug, wie es die Berliner Flugmaschine Wright, G. m. b. H., 1908 übernommen hat, Fig. 18, und als erstes Flugzeug in Deutschland fabrikmäßig herstellte, hatte ein doppeltes, auf den nach vorn verlängerten Kufen montiertes Höhensteuer, während sich eine wagerechte Beruhigungsfläche und das schmale doppelte Seitensteuer auf einem 3,5 m langen äußerst einfach aus 2 Stangen mit Drahtverspannung konstruierten Ausleger hinten befanden. Dadurch, daß man die Kufen vorn an der schrägen Stütze endigen ließ, Fig. 19, und das hierdurch wegfallende Höhensteuer mit der hinteren Beruhigungsfläche vereinigte und wegen der dadurch verstärkten Beanspruchung des hinteren etwas verlängerten Auslegers die Stangenzahl verdoppelte, entstand der neue Wright-Doppeldecker, Fig. 19 und 20, der seit rd. 1½ Jahren gebaut wird. Die Haupttragflächen mit ihren zahlreichen technischen Feinheiten wie gelenkige Anordnung der Stützen, Verwindung, Motoranlage, Führersitze, Zweischraubenantrieb, Steuerhebelanordnung usw. blieben völlig unverändert. Dabei ist das Wright-Flugzeug nicht etwa rückständig, sondern was Lenkbarkeit, Stabilität und Flugsicherheit bei heftigem Wind und Einfachheit der Konstruktion anbetrifft, die hervorragendste Doppeldeckerbauart, die wir besitzen. Schon 1903 vermochten die Brüder Wright über eine halbe Stunde zu fliegen, zu einer Zeit, wo man in Europa jeden verlachte, der vom Fliegen träumte. Eine Wrightmaschine für eine Person hat es nie gegeben! Und wie froh war man bei uns, als man 1908 mit einer Person im Flugzeug 1 km geflogen war. In zweckdienlicher Weise sitzen der Führer und Passagier nebeneinander auf der Vorderkante der Tragfläche. Kein Sprachrohr zur Verständigung wie bei hintereinanderliegenden Sitzen ist hier nötig. Frei bietet sich durch keine Steuerung, Schraube oder Motor gehindert der Ausblick über das Gelände. Nirgends kann das Fluggefühl erhabener sein als bei einer solchen Anordnung der Sitze. An die starke Schräglage des Wrightflugzeuges in der Kurve, wobei oft die Tragflächen im Winkel von 45° zur Wagerechten liegen, muß man sich allerdings erst gewöhnen, bis man einsieht, daß es gerade diese Schräglage ist, die so scharfe Kurven erlaubt. Wenn dem Wrightflugzeug der Vorwurf nicht genügender Geschwindigkeit gemacht wird, so beruht dies nur darauf, daß trotz des durch Nebeneinanderanordnung der Sitze und des Motors, trotz des dadurch andern Flugzeugen gegenüber vermehrten Luftwiderstandes, doch nur 55 PS-Motoren eingebaut werden, da es der Wright-Gesellschaft mehr auf Sicherheit des Fluges und günstige Betriebsverhältnisse als auf große Geschwindigkeit ankommt. Daß diese auch erreicht werden kann, bewies das schon vor 1½ Jahren von den Brüdern Wright erbaute Flugzeug, der Baby-Wright-Doppeldecker von kleineren Abmessungen, das 115 km/st zurücklegte, was erst in den allerletzten Wochen von andern Doppeldeckern wieder annähernd erreicht wurde. Ich will hier nur einige der so einfachen und doch so fein erdachten Einzelheiten erwähnen. Die 3 Steuerorgane (Seiten- und Höhensteuer und Verwindung), die bei den meisten Flugzeugen durch ein Lenkrad, einen Schwenkhebel und ein Pedal zu betätigen sind, sind hier in 2 Handhebel vereinigt, so daß sich der Flieger fest mit den Füßen abstützen kann. In der linken Hand liegt der Höhensteuerhebel, in der rechten der Verwindungshebel. Der an diesem gelenkig oben befestigte Handgriff betätigt durch Umlegen das Seitensteuer. Wird aber mit dem ganzen rechten Hebel vorgestoßen, so betätigt er Verwindung und Seitensteuer zugleich. So liegen also alle Steuerorgane in den beiden Händen des Fliegers, er spürt dabei jeden Luftstoß unmittelbar in der feinfühligen Hand, weshalb man die Wright-Steuerung auch Gefühlssteuerung genannt hat. Die Steuerdrähte sind nicht wie bei den andern Flugzeugen in Metallösen befestigt, sondern laufen leicht und sicher über Kreissegmente, wodurch ein Reißen eines Steuerdrahtes als ausgeschlossen gelten darf.«

Bücherschau.

Gemeinfaßliche Darstellung des Eisenhüttenwesens. 8. Aufl. Herausgegeben vom Verein deutscher Eisenhüttenleute in Düsseldorf. Düsseldorf 1912, Stahleisen m. b. H. 404 S. mit 65 Fig. Preis 5 ℳ.

Daß das Interesse weiter Kreise für das vortreffliche Buch fortgesetzt zunimmt, wird durch die außerordentlich schnelle Folge der vorliegenden achten Auflage auf die siebente[1]) bewiesen, die erst gegen Ende 1910 erschienen und in knapp anderthalb Jahren wieder vergriffen gewesen ist. Bei der überragenden Bedeutung, die Kohle und Eisen in unserm Wirtschaftsleben einnehmen, ist eben für die Kreise der Volkswirtschaftskunde und des Handels ein Buch, das nationalökonomisches Wissen mit gediegenen technischen Fachkenntnissen verbindet und beide klar mitzuteilen versteht, von ganz besonderm Wert. Trifft man doch immer noch selbst in anerkennenswerten Abhandlungen über Wirtschaftskunde, Wirtschaftsgeographie usw. bisweilen Unklarheiten über technische Einzelheiten, die geradezu sinnstörend wirken.

[1]) s. Z. 1910 S. 2065.

Die neue Auflage des Buches weist einige wesentliche Aenderungen auf. Der Umfang ist um ein Drittel, nämlich von 302 auf 404 Seiten, vergrößert worden, was auf die umfassende Durcharbeitung und Ergänzung des technischen und des wirtschaftlichen Teiles zurückzuführen ist. Hierbei ist zunächst zu erwähnen, daß die jüngsten Fortschritte des Eisenhüttenwesens eingehend berücksichtigt worden sind, so die Verwendung der Koksofengase zur Beleuchtung und zum Betriebe des Martinofens, die Verwertung der Hochofenschlacke, der elektrische Hochofen und die Brikettierung der Drehspäne. Ein Abschnitt über die »Eigenschaften des technischen Eisens« ist neu aufgenommen worden. Er behandelt das Gefüge, die Schmelzbarkeit, Schweißbarkeit, Härte, Festigkeit, die elektrischen und magnetischen Eigenschaften des schmiedbaren Eisens. Eingehender dargestellt als bisher oder ebenfalls neu angefügt sind Abhandlungen über Gaserzeuger für Martinöfen, über die Verwendung von Formmaschinen in der Gießerei, über Gußputzerei u. a. m. Die Zahl der Figuren hat auf mehr als das Doppelte zugenommen. Dabei hat man besondern Wert auf die Vermehrung der Halbtonbilder gelegt und durch eine sorgfältige Auswahl die das Verständnis vermittelnde Anschauung gehoben. Da für den rein technischen Teil des Buches jetzt ein gestrichenes Papier gewählt worden ist, treten die Bilder besonders scharf und klar hervor. Allerdings ist das Lesen des Textes dadurch weniger angenehm geworden.

Auch der zweite Abschnitt, der von der wirtschaftlichen Bedeutung des Eisengewerbes handelt, ist stark erweitert worden. Ein neuer Abschnitt über die im Erz-, Schrott- und Eisenhandel herrschenden Gebräuche handelt von den Bezeichnungen, Bezugsquellen, den besondern Eigenschaften der in der Welt gehandelten Erzsorten, von den Einkaufsbedingungen, den Haupt-Ein- und Ausfuhrhäfen und der eigenartigen Preisberechnung der Erze am Oberen See in den Vereinigten Staaten. Weiter werden Angaben über die hauptsächlichen Schrottsorten und ihre Bewertung gemacht und die Normen für die Einteilung und Bewertung des Roheisens in Deutschland (Essener Roheisenverband) und in den Vereinigten Staaten wiedergegeben. Schließlich bringt der neue Abschnitt die Abmessungen, Gewichte und Preise der als Halbzeug gehandelten Blöcke, Knüppel, Platinen und der Fertigerzeugnisse wie Stabeisen, Träger, Draht und Röhren. Ergänzt wird er durch vier Tafeln, auf denen die Entwicklung der Handelspreise für Kokskohlen, Koks, Eisenerze, Roheisen, Rohstahl, Halbzeug und die wichtigsten Fertigerzeugnisse seit dem Jahre 1888 dargestellt sind. Ein andrer neuer Abschnitt bringt unter der Ueberschrift »Organisation und Vertretung der gemeinsamen wirtschaftlichen und technischen Interessen im deutschen Eisenhüttenwesen« Mitteilungen über Zusammensetzung, besonderen Zweck, Tätigkeit und Veröffentlichungen der zehn bedeutendsten wirtschaftlichen und technisch-wirtschaftlichen Vereinigungen wie des Vereines deutscher Eisen- und Stahl-Industrieller, Vereines deutscher Eisenhüttenleute, Vereines deutscher Eisengießereien und verschiedener bergbaulicher Vereine. Das Verzeichnis der deutsch-luxemburgischen Hütten- und Walzwerke ist wieder bis auf die jüngste Zeit fortgesetzt worden und bietet nach wie vor Mustergültiges. Das kann man bei einem Vergleich mit ähnlichen gesondert herausgegebenen Verzeichnissen leicht feststellen, die wohl bisweilen in einzelnen inhaltlich mehr bieten, aber an Zuverlässigkeit und Vollständigkeit das vorliegende bei weitem nicht erreichen. Die Liste der Eisen- und Stahlgießereien hat durch eine neue Anordnung an Uebersichtlichkeit sehr gewonnen. Eine recht erfreuliche Verbesserung stellt auch das lang vermißte Inhaltsverzeichnis dar.

Infolge der Ergänzungen, die das Buch mit jeder neuen Auflage erfahren hat, ist sein Umfang mittlerweile recht stattlich geworden. Vielleicht ist die Rücksicht auf die Handlichkeit bereits diesmal dafür bestimmend gewesen, daß man auf den hübschen Schmuck der vorigen Auflage, nämlich die farbigen Bilder von Professor Pohle, verzichtet hat. In Zukunft wird man wahrscheinlich zu mehr durchgreifenden Mitteln greifen müssen. Und deren gibt es ja noch manche, bevor man sich etwa zu einer Teilung des Werkes entschließt. H. Groeck.

Handbuch für Eisenbetonbau. 2. Aufl. Band I: Entwicklungsgeschichte und Theorie des Eisenbetons. Von Dr.-Ing. F. v. Emperger. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 655 S. mit über 900 Fig. Preis 25 *M*.

Der erste Band dieses großzügig angelegten Werkes ist nun ebenfalls in zweiter Auflage erschienen, und sämtliche Abschnitte sind einer durchgreifenden Umarbeitung und Erweiterung unterzogen worden. Der Umfang ist um etwa 200 Seiten gewachsen. Das erste Kapitel, das wieder von Professor Foerster, Dresden, bearbeitet worden ist und das die Entwicklungsgeschichte des Eisenbetonbaues behandelt, ist in verschiedenen Punkten ergänzt worden, so daß dieser Abschnitt mit seinem ausführlichen Literaturnachweis mit das beste Quellenwerk für geschichtliche Fragen darstellt. Das zweite Kapitel, von Professor von Thullie bearbeitet, ist durch Aufnahme der zahlreichen neueren Säulenversuche erweitert worden; auch die auf Veranlassung von Emperger gemachten Versuche des Oesterreichischen Eisenbeton-Ausschusses über einbetonierte gußeiserne Säulen sind aufgenommen worden. In dem Kapitel »Versuche mit Gewölben«, das durch den neuen Bearbeiter, Privatdozent Dr. Kleinlogel, bedeutend erweitert und ergänzt worden ist, finden sich in der neuen Auflage die Gewölbeversuche von Professor Möller, Braunschweig, und die Versuche des Deutschen Beton-Vereines. Im Anschluß daran wird in einem besondern Abschnitt von Professor Melan die Theorie des Gewölbes behandelt. Neu hinzugekommen sind die Berechnung des unsymmetrischen eingespannten Bogens und die Untersuchung des Einflusses von Verschiebung und Verdrehung elastisch eingespannter Bögen. Das Kapitel 6, das die Versuche an Eisenbetonbalken behandelt, ist in dieser Auflage durch Ingenieur Graf, den Mitarbeiter C. Bachs, bearbeitet worden. Das ganze vorliegende Material ist sorgfältig und übersichtlich zusammengestellt. Reiche Literaturangaben erhöhen den Wert dieses Abschnittes. Im letzten Abschnitt sind von Dr.-Ing. Völker und Dipl.-Ing. Richter die Berechnungsarten, wie sie in den verschiedenen Ländern üblich sind, zusammengestellt und mit Rücksicht auf die Versuchsergebnisse des vorhergehenden Kapitels erläutert worden. Auch dieser Band, der aufs beste ausgestattet ist, verdient die wärmste Empfehlung. Schleusner.

Die Berechnung chemischer Affinitäten und der Nernstschen Wärmetheorien. Von F. Pollitzer. Mit einem Vorwort von W. Nernst. 170 S. mit 9 Fig. Stuttgart 1912, F. Enke. Preis 3,60 *M*.

Unter »Affinität« versteht man die Fähigkeit chemischer Stoffe, miteinander in Wechselwirkung zu treten. Die Aufgabe der Affinitätslehre besteht daher in der zahlenmäßigen Berechnung chemischer Umwandlungen. Lange Zeit hat man geglaubt, in der bei einer Reaktion auftretenden Wärmemenge ein sicheres Maß der Affinität zu besitzen; aber das von Berthelot aufgestellte allgemeine Prinzip versagte allzu häufig, da bei vielen Reaktionen ein Parallelismus zwischen Wärmeentwicklung und chemischer Affinität nicht vorhanden ist.

Das Nernstsche Wärmetheorem (1906) stellt nun eine neue exakte Beziehung zwischen Affinität und Wärmeentwicklung her und hat daher für die neuere physikalische Chemie eine große Bedeutung, um so mehr, als es in völliger Uebereinstimmung mit der Quantentheorie von Einstein und Planck steht. Die Schrift Pollitzers bringt zuerst die allgemeine und mathematische Entwicklung des Nernstschen Theorems, behandelt dann die Gleichungen für die zahlenmäßige Berechnung von Affinitäten chemischer Reaktionen und schildert schließlich an mehr als 80 Beispielen die Anwendungen der von Nernst aufgestellten Gleichungen. Aus dieser Sammlung von Beispielen sind besonders wertvoll die technisch wichtigen homogenen Gasreaktionen (z. B. Bildung von NO und NH_3 aus den Elementen) und die Ausführungen über die Stabilität organischer Verbindungen, die Dissoziation der Karbonate und Nitrate, Dampfdrücke von Toluol und Helium, die Arbeitsfähigkeit der Brennstoffe und die elektromotorischen Kräfte. Alle diese Beispiele, die zum Teil auch hervorragendes technisches Interesse bieten, zeigen, daß die

Nernstschen Gleichungen in der exakten Form wie in der Form einer Näherungsgleichung auf Grund thermischer Daten den Verlauf von chemischen Reaktionen vorauszusagen gestatten.

Die dankenswerte Schrift Pollitzers verdient daher in hohem Maß auch das Interesse der Ingenieure, vor allem derer, die mit Gasreaktionen zu tun haben.

H. Großmann.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Der Illustrations-Photograph; durch zielbewußte Arbeit zu Erfolg und dauernden Gewinn. Zugleich Adreßbuch der Absatzgebiete. Von F. C. Dietze und M. A. R. Brünner. 3. Aufl. Leipzig 1912, Ed. Liesegang. 196 S. Preis 4,20 ℳ.

Die Statik an Baugewerkschulen, Hoch- und Tiefbau. Teil I. Von Dipl.-Ing. Pietzsch und Ingenieur Pohl. Essen 1912, G. D. Baedeker. 81 S. mit 119 Fig. Preis 1,80 ℳ.

Die flüssigen Brennstoffe, ihre Gewinnung, Eigenschaften und Untersuchung. Von Dr. L. Schmitz. Berlin 1912, Julius Springer. 168 S. mit 56 Fig. Preis 5,60 ℳ.

Die Spezialstähle. Ihre Geschichte, Eigenschaften, Behandlung und Herstellung. Von G. Mars. Stuttgart 1912, Ferdinand Enke. 517 S. mit 143 Fig. Preis 17 ℳ.

Besondere Vertragsbedingungen für die Anfertigung, Anlieferung und Aufstellung von Eisenbauwerken. Erlaß vom 14. Juni 1912. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 11 S. Preis 40 ₰.

Die Binnenschiffahrt. Von O. Teubert. 1. Band. Leipzig 1912, Wilhelm Engelmann. 664 S. mit 538 Fig. und 7 Wasserstraßenkarten. Preis 24 ℳ.

Metallographie. Ein ausführliches Lehr- und Handbuch der Konstitution und der physikalischen, chemischen und technischen Eigenschaften der Metalle und metallischen Legierungen. Von Dr. W. Guertler. 1. Band: Die Konstitution. Heft 11. Berlin 1912, Gebr. Borntraeger. S. 801 bis 1000 mit zahlreichen Figuren. Preis 6,80 ℳ.

Mit der Camera im Gebirge. Von Dr. Kuhfahl. Dresden 1912, Verlag der Ica A.-G. 66 S. mit 31 Aufnahmen des Verfassers. Preis 30 ₰.

Elektrotechnik in Einzeldarstellungen. Heft 3: Die Grundgesetze der Wechselstromtechnik. 2. erweiterte Auflage. Von Dr. G. Benischke. Braunschweig 1912, Friedr. Vieweg & Sohn. 231 S. mit 189 Fig. Preis 5 ℳ.

Der Portland-Zement und seine Anwendungen im Bauwesen. 4. Auflage. Von F. W. Büsing & Dr. C. Schumann. Berlin 1912, Verlag der »Deutschen Bauzeitung« G. m. b. H. 746 S. mit 600 Fig. Preis 13 ℳ.

Städtebauliche Vorträge. Von Brix & Genzmer. Band V. Heft 3. V. Vortragszyklus: Stadt, Dorf und Landschaft. Von G. Langen. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 37 S. mit 38 Fig. Preis 2,60 ℳ.

Desgl. Heft 7: Die Auflassung alter Festungswerke. Von A. Zeller. 44 S. mit 49 Fig. Preis 3 ℳ.

Schaffsteins Grüne Bändchen. 21. Bändchen: Krupp 1812/1912. Die Entwicklung der Firma durch hundert Jahre nach neuen Quellen dargestellt von W. Jutzi. Verlegt bei Hermann & Friedrich Schaffstein in Cöln. 94 S. mit Zeichnungen von R. Engels und C. Thiemann. Preis 30 ₰.

Der Verfasser schildert die Entwicklung der Kruppschen Unternehmungen, indem er zunächst in großen Umrissen ein Bild der politischen und wirtschaftlichen Verhältnisse im Jahr 1812 gibt und dann den arbeitsvollen Lebensweg der drei männlichen Vertreter der Familie Krupp verfolgt. Im letzten Abschnitt über »die neueste Zeit« bringt er schließlich eine kurze Beschreibung der Essener Werke. Im ganzen wird weniger Wert auf technische Einzelheiten als auf die geschichtlichen und auch wirtschaftlichen Zusammenhänge gelegt. Die Abbildungen sind passend gewählt und geschmackvoll ausgeführt. Nimmt man die übrige Ausstattung des Buches hinzu, so bildet das kleine Werk bei seinem außerordentlich geringen Preis ein recht erfreuliches Beispiel für den hohen Stand und die Leistungsfähigkeit unseres deutschen Buchgewerbes. Gr.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Aachen:

Die Erhöhung der chemischen Widerstandsfähigkeit mechanisch noch gut bearbeitbarer, für Konstruktionszwecke verwendbarer Legierungen. Von O. Barth.

Vergleichende Untersuchung über Methoden der quantitativen Antimonbestimmung. Von C. Hallmann.

Ueber β-Campher aus Bornylencarbonsäure-Derivate der Bornylencarbonsäure. Von W. Hilbing.

Ueber den Einfluß geringer Mengen Phosphor, Mangan und Zinn auf die physikalischen Eigenschaften von Kupfer. Von E. Münker.

Untersuchungen über den Einfluß einer Axial-Belastung auf den Gleitmodul bei Drehung. Von P. Nettmann.

Ueber den Einfluß des Siliziums auf die Eigenschaften des Flußeisens. Von P. Paglianti.

Studien über Vereinfachung der Verhüttung eisen- und kupferhaltiger sulfidischer Nickelerze und Hüttenprodukte. Von H. Pedersen.

Das elektrochemische Verhalten des Wolframs. Von A. Roderburg.

Die Wirtschaftlichkeit und Zweckmäßigkeit des Unterwerkbaues und Oberwerkbaues im rheinisch-westfälischen Steinkohlenbergbau. Von Dr. Westermann.

Von der Technischen Hochschule Berlin:

Ueber Phthaloine (Benzoine der Phthalreihe). Ein Beitrag zur Kenntnis der Vorgänge bei der Benzoinbildung. Von A. Gebhardt.

Ueber Versuche zur Darstellung eines Isomeren des Histidins und die Konstitution des Kondensationsproduktes aus 5(4)-Methyl-imidazol und Chloral. Von Ch. Memmel.

Studien über die im Hochofen zwischen den Eisenerzen und Gasen obwaltenden Verhältnisse. Von N. Metz.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Entwicklungsgeschichte und Herstellung der modernen elektrischen Lichtquellen. Von Linker. Schluß. (Dingler 14. Sept. 12 S. 586/90*) Herstellung der Wolframlampen. Gleichungen der Glühlampen-Kennlinien.

Bergbau.

Der Einfluß des Geschwindigkeitsdiagrammes auf die Größe des Antriebmotors einer Treibscheiben-Fördermaschine in Leonard-Schaltung. Von Trefler. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Sept. 12 S. 548/54*) Aus den rechnerischen Untersuchungen werden diejenigen Werte für Anfahrbeschleunigung, Verzögerung und Geschwindigkeit ermittelt, bei denen die Anlagekosten für den Fördermotor und den Ilgner-Umformer am günstigsten sind.

Das Spülversatzverfahren im In- und Ausland. Von Pütz. Schluß. (Glückauf 14. Sept. 12 S. 1485/92*) Oesterreich, Rußland. Außereuropäische Länder. Zusammenfassung.

Brennstoffe.

Ueber das Erdöl. Von Romberg. Forts. (Dingler 14. Sept. 12 S. 581/86*) S. Zeitschriftenschau vom 21. Sept. 12. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Die innere Arbeitsweise von Dampfgeneratoren. Von Schapira. (Z. Dampfk. Maschbtr. 13. Sept. 12 S. 388/90*) Für Kessel verschiedener Bauart werden Sinn und Geschwindigkeit des Kreisstromes abgeleitet.

Unfall an einem Dampfkessel durch den Bruch eines Schlammablaßventiles. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 12 S. 161/63*)

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 38 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Der Unfall ist durch den Bruch des gußeisernen Ventildeckels, der nur mit zwei Schrauben befestigt war, herbeigeführt worden.

Die Dampfmaschine in Frankreich, ihr gegenwärtiger Stand und ihre Zukunft. Von Witz. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 12 S. 163/65) S. Zeitschriftenschau vom 14. Sept. 12.

Anwendung von Beton zu Maschinenfundamenten. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Sept. 12 S. 1546/49*) Vorteile des Betonfundamentes. Vorgang beim Bau eines solchen für eine 200 PS-Ventildampfmaschine der Portlandzementwerke Heidelberg-Mannheim. Kosten.

Increase of bore of high-speed wheels by centrifugal stresses. Von Moss. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Sept. 12 S. 1301/20*) Die Versuche zeigen, daß sich die Nabe des Turbinenrades unter dem Einfluß der Fliehkraft so erweitert, daß das Rad auf der Welle locker werden kann.

Zur Kritik der Strömungsvorgänge in Düsen und Leitapparaten. Von Zerkowitz. (Z. f. Turbinenw. 10. Sept. 12 S. 394/98*) Ableitung allgemeiner Gleichungen für den Druckverlauf und die Aenderung der Geschwindigkeit. Strömung vollkommener Gase. Erreichen der Schallgeschwindigkeit. Schluß folgt.

Eisenbahnwesen.

La ligne d'Andelot à la Cluse par Morez et Saint-Claude (Jura). Von Honoré. (Génie civ. 14. Sept. 12 S. 393/96* mit 1 Taf.) Linienführung. Talübergänge der eingleisigen vollspurigen Strecke. Kosten.

Entwicklung, gegenwärtiger Stand und Aussichten des elektrischen Vollbahnwesens. Von Soberski. Schluß. (Organ 15. Sept. 12 S. 307/11*) Wirtschaftlichkeit und Aussichten der elektrischen Hauptbahnen.

Einteilung und Bezeichnung der elektrischen Triebfahrzeuge. Von Hruschka. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Sept. 12 S. 541/46) Vorschläge für eine einheitliche Bezeichnung von elektrischen Fahrzeugen in bezug auf Zahl und Kupplung der Achsen, Zahl der Motoren, Art des Triebwerkes, des Stromes usw.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 13. Sept. 12 S. 275/76*) Verschiedene Lokomotiven der New York, New Haven and Hartford-Bahn.

Garratt locomotives for the Tasmanian Government Railways. (Engng. 13. Sept. 12 S. 355/56*) Die 2B11B2-Doppellokomotive von 1067 mm Spurweite für den Personenverkehr besteht aus zwei vollständig getrennten Verbund-Triebmaschinen mit darüber liegenden Tendern, wovon eine vorne, die andre hinten am Kessel drehbar ist. Sie wiegt dienstbereit rd. 96 t. Güterzuglokomotive.

Mallet locomotive for the Virginian Railway. (Engineer 13. Sept. 12 S. 282/83* mit 1 Taf.) Die von der American Locomotive Co., New York, gebaute 1DD1-Lokomotive hat 711/1118 mm Zyl.-Dmr., 813 mm Hub, 628 qm Heiz-, 121,6 qm Ueberhitzer- und 9,2 qm Rostfläche und wiegt 245 t. Der vierachsige Tender für 54,5 cbm Wasser und 15,25 t Kohle wiegt 95,4 t.

Versuche mit der automatischen Vakuumschnellbremse auf der elektrischen Montreux-Oberland-Bahn. Von Zehnder-Spörry. (Schweiz. Bauz. 14. Sept. 12 S. 145/48*) Anordnung der selbsttätigen Saugschnellbremse. Schnitt durch den Bremszylinder und das Schnellbremsventil. Vollbremsungen mit und ohne Schnellbremsventil.

Ein neues Ablaufsignal auf den preußisch-hessischen Staatsbahnen. Von Hentzen. (Zentralbl. Bauv. 14. Sept. 12 S. 480/83*) Die Signalbilder werden in der Weise gebildet, daß der wagerecht stehende Balken »halt«, der unter 45° geneigte »langsam drücken« und der senkrechte Balken »schnell drücken« bedeutet.

Eisenhüttenwesen.

Die neuen Werke der American Rolling Mill Company. Von Illies. (Stahl u. Eisen 12. Sept. 12 S. 1522/31* mit 1 Taf.) Bearbeitung des in Zeitschriftenschau vom 30. Sept. 11 erwähnten Aufsatzes.

Ein neuer Regenerativ-Gasstoßofen. Von Siemens. (Stahl u. Eisen 12. Sept. 12 S. 1519/22*) Bei dem neuen Ofen teilt sich die Flamme im offenen Ofenraum. Während ein Teil durch den Stoßherd geht, kehrt der andre in Form eines Hufeisens zurück und zieht durch einen Kanal, der neben dem Eintrittkanal liegt, ab. Dieser Teil kommt daher nur mit heißem Beschickgut in Berührung und dient dazu, die Kammer besonders stark zu erhitzen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Zeichnerische Bestimmung der Stützenmomente eines durchlaufenden Balkens auf elastisch senkbaren Stützen. Von Geusen. (Eisenbau Sept. 12 S. 324/32*)

Günstigste Lage des Gelenkpunktes von Gelenkpfetten bei Berücksichtigung der Durchbiegung der Pfette. Von Schwarz. (Eisenbau Sept. 12 S. 332/36*) Mit Rücksicht auf die Durchbiegung, die den Wert $\frac{l}{600}$ nicht überschreiten soll, ergibt sich der Abstand der Gelenke zu $0{,}2113\,l$ und 23 bis 24 vH Gewichtersparnis bei Stützweiten von 8 bis 10 m.

Nietberechnungen an vollwandigen Blechträgern. Von Schwätzer. (Eisenbau Sept. 12 S. 340/44*) Ermittlung des Verlustes an Trägheitsmoment infolge einer senkrechten Nietreihe. Berechnung eines Stegblechstoßes.

Breitenbemessung, Verkehrslasten und Eigengewichte der Straßenbrücken. Von Bertschinger. (Verk. Woche 14. Sept. 12 S. 1121/32*) Aufstellung von Normalien für Trogbrücken mit verschiedener Spur. Einspurige Brücken mit ganz geringem Verkehr, für Feldwege mit Ausweichstellen; zweispurige Brücken mit innen- und außenliegenden Fußwegen. Drei-, vier- und sechsspurige Brücken.

Eisenbahnbrücke über den Südarm des Sanaga-Stromes in Deutsch-Kamerun. Von Brunner. Schluß. (Eisenbau Sept. 12 S. 315/24*) Aufstellarbeiten. Kurze Angaben über die statische Berechnung.

Der Wettbewerb um den Bau einer Straßenbrücke über den Rhein bei Köln. Von Bernhard. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Sept. 12 S. 1531/35*) Zusammenfassung.

Neuere Bauausführungen in Eisenbeton bei der württembergischen Staatseisenbahnverwaltung. Von Schaechterle. Schluß. (Beton u. Eisen 13. Sept. 12 S. 332/39*) Ausführliche Berechnung der Wegbrücke über den Bahnhof Ummendorf.

Untersuchung eines Stockwerkrahmens. Von Leitner. (Beton u. Eisen 13. Sept. 12 S. 328/32*) Untersuchung eines siebenfach statisch unbestimmten dreistöckigen Rahmens.

Elektrotechnik.

Water power from the Au Sable river. (Eng. Rec. 31. Aug. 12 S. 246/47*) Die Wasserkraftanlage enthält drei 4150 PS-Wasserturbinen, die Dynamomaschinen von 2500 V antreiben; der Strom wird auf 140000 V umgeformt und durch eine 200 km lange Leitung weitergeführt. Grundriß und Schnitt des Krafthauses.

Power station of the Waterloo, Cedar Falls and Northern Ry. (El. Railw. Journ. 31. Aug. 12 S. 310/13*) Das Kraftwerk zum Betrieb der in Zeitschriftenschau vom 21. Sept. 12 erwähnten Bahnen hat zwei neue 1500 PS-Dampfturbinen mit Drehstromdynamos von 2300 V und 25 Per./sk erhalten. Grundriß. Kesselhaus. Bekohlung.

Development on East Canada Creek. (El. World 31. Aug. 12 S. 443/45) Das Kraftwerk der East Creek Electric Light and Power Co. in Inghams Mills, N. Y., unterstützt ein älteres Wasserkraftwerk und enthält zwei 4000 PS-Francis-Turbinen von 300 Uml./min mit je einer Drehstromdynamo von 2300 V und 25 Per./sk. Der Strom wird auf 16000 V gebracht und 5,6 km fortgeleitet. Maschinenhaus. Wasserbauten.

Production et distribution de l'énergie électrique aux mines de Lens. Von Besson. (Bull. Soc. Ind. min. Aug. 12 S. 113/89* mit 1 Taf.) Eingehende Mitteilungen über die Ausnutzung der Gase und Abhitze aus 2 Gruppen von 144 und 414 Koksöfen in einer 500 PS-Gasdynamo sowie einer Gruppe von zwei 800 KW- und zwei 1800 KW-Gasdynamos. Dampfturbinenanlage mit 3 Sätzen zu 1750 KW. Der Abdampf der Fördermaschinen usw. wird in drei 550 KVA-Turbodynamos ausgenutzt. Versuchsergebnisse. Forts. folgt.

Gas-operated power-station at Kamata, Japan. (Engng. 13. Sept. 12 S. 353 mit 1 Taf.) Das für den elektrischen Bahnbetrieb Tokio-Yokohama bestimmte Kraftwerk enthält vorläufig zwei liegende Sauggasmaschinen von je 2000 PS bei 94 Uml./min. Die doppeltwirkenden Tandemmaschinen sind von der Lilleshall Co. in Oakengates gebaut. Das Maschinenhaus ist für Ausbau auf die doppelte Leistung bemessen.

Electricity on the farm. Von Bates. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1661/79* mit 12 Taf.) Kraftwerk-, Fernleitungen. Elektrisch betriebene Bewässeranlagen. Elektrische Schleudermaschinen für Milchbereitung, Melkmaschinen, Buttermaschinen, Kühlanlagen, Eisförderanlagen, Windräder usw.

The relation of central station generation to railway electrification. Von Insul. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1473/1524*) Untersuchungen über den Anteil der elektrischen Bahnen am Stromverbrauch amerikanischer Städte wie New York, Chicago usw.

Single-phase induction motors. Von Branson. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1525/61*) Versuch einer Darstellung der Vorgänge im Einphasenmotor mit Hülfe von Vektoren. Entwicklung eines Kreisdiagrammes für Motoren bis zu den kleinsten Abmessungen.

Einige Messungen über influenzierte Spannungen in Freileitungen. Von Marguerre. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Sept. 12 S. 546/48*) Versuche an der 4,8 km langen Fernleitung der Anlage am Rjukanfos, wo 60 Kupfer- und Aluminiumseile von 150 und 300 qmm Querschnitt nebeneinander laufen.

Zur Berechnung der Koronaverluste auf Hochspannungs-Freileitungen. Von Zickler. (El. u. Maschinenb. Wien 15. Sept. 12 S. 761/65*) Entwicklung von Formeln und Schaulinien unter Mitbenutzung der bisherigen Untersuchungen und Ergebnisse. Schluß folgt.

Neuere Kabelschutzhüllen und -abdeckungen. Von Schmidt. Schluß. (ETZ 12. Sept. 12 S. 954/56*) Schutzhüllen aus Eisen.

Ueber den Stand der Sicherungsfrage. Von Hundhausen. (ETZ 12. Sept. 12 S. 948/52*) Neue Vorschläge für unverwechselbare Sicherungen ohne Verkürzung des Gewindes zum Einschrauben und des Schmelzraumes für die größten Stromstärken.

Erd- und Wasserbau.

American earthwork machinery. Forts. (Engineer 13. Sept. 12 S. 268/69*) Maschinen zum Ausheben von Gräben.

Slides in the Culebra cut at Panama. Von Mac Donald. (Eng. Rec. 31. Aug. 12 S. 228/33*) Beschreibungen von Erdrutschungen und ihren Ursachen. Geologische Verhältnisse.

Feuerungsanlagen.

Die Krafterzeugung in Gaswerken. Von Krauß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Sept. 12 S. 901/05) Verdampfversuche mit Koksasche in verschiedenen Unterwindfeuerungen. Schluß folgt.

Gasindustrie.

Versuche an dem Ringgenerator System Jahns auf der Hohenzollern-Grube. (Z. Dampfk. Maschbtr. 13. Sept. 12 S. 385/88*) In dem Ringgenerator werden die auf der Grube abfallenden Klaubeberge und Abfallkohlen vergast; die Gase werden durch Gebläse aus der Sammelleitung des Generators in die Flammrohre der Kessel gedrückt. Zusammensetzung der Gase, Ermittlung des Heizwertes und des spezifischen Gewichtes. Dauer der Vergasung. Wirkungsgrad der Anlage.

Gesundheitsingenieurwesen.

New sewer work at St. Louis, Mo. (Eng. News 5. Sept. 12 S. 426/31*) Linienführung, Lageplan und Querschnitte des Abwässerkanales. Unterführung unter der Missouri Pacific Ry. in einem alten Durchlaß. Eine 250 m lange Strecke wird als Stollen ausgeführt. Ueberführung über ein Tal.

Gießerei.

Amerikanische Gießerei-Einrichtungen. Von Lohse. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Sept. 12 S. 1525/31*) Darstellungen einzelner größerer Gießereianlagen: Erweiterung der Stahlgießerei der National Brake and Electric Co. in Milwaukee, Graugießerei von French & Hecht, vergl. Zeitschriftenschau vom 25. Nov. 11. Schluß folgt.

Foundry plant and machinery. Von Horner. Forts. (Engng. 13. Sept. 12 S. 344/48*) Sandtrockentrommel, Kollergänge für Sand und Lehm, Brechmühlen und Siebvorrichtungen für Formsand.

Heizung und Lüftung.

Sind die Berechnungsmethoden der Zentralheizungstechnik verbesserungsbedürftig? Von Hinsberg. (Gesundhts-Ing. 14. Sept. 12 S. 717/24*) Besprechung der älteren Theorien über den Wärmebedarf und den Wärmeverlust. Beispiele. Schluß folgt.

Hochbau.

Relèvement des bâtiments affaissés d'un siège d'extraction fondé sur sables boulants aux mines des Brouay. Von Sohm. (Bull. Soc. Ind. min. Aug. 12 S. 191/207*) Einzelheiten der auf Pfählen gegründeten Gebäude und des Verfahrens beim Heben und Wiedereinbetonieren.

Holzbearbeitung.

Zur Holzimprägnierung mit Chlorzink-Fluornatrium und Bellit. Von Malenković. (El. u. Maschinenb. Wien 15. Sept. 12 S. 765/70) Mitteilungen über das Verfahren des Verfassers. Aufnahme, Bindung des Tränkstoffes. Auslaugeverluste, erforderliche Größe der Zufuhr. Wirtschaftlichkeit.

Kälteindustrie.

Ueber tiefe Temperaturen und ihre industrielle Verwertung (Wasserstoffverfahren Linde-Frank-Caro). Von Pollitzer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Sept. 12 S. 1540/46*) Allgemeines über die Verfahren zur Erreichung und Messung tiefer Temperaturen. Das Verfahren von Linde-Frank-Caro zum Erzeugen von Wasserstoff besteht im Zerlegen von Wassergas durch Abkühlung, wobei Wasserstoffgas von 97 bis 98,5 vH Reingehalt entsteht, das gereinigt und auf 99 vH gebracht wird.

Lager- und Ladevorrichtungen

Kohlensilo von 100000 cbm Fassungsraum für die Stadt Hamburg, Gaswerk Grasbrook. Von Gangusch. (Beton u. Eisen 13. Sept. 12 S. 321/28*) Der Kohlensilo hat 71,86 × 85,79 qm Grundfläche und enthält 88 sechseckige Zellen mit zwei Parallelseiten von 5 m Länge: die Gesamtschütthöhe ist 17,75 m. Bewehrung der Silowände. Einzelheiten der Dachrahmenkonstruktionen. Ammoniak- und Teerbehälter.

Die maschinelle Entlöschung von Kohlenschiffen im Hamburger Hafen und die Selbstlöschdampfer »Emma Sauber« und »Hermann Sauber«. Von Commentz. Schluß. (Schiffbau 11. Sept. 12 S. 960/68* mit 2 Taf.) Der Dampfer »Emma Sauber« ist 81,15 m lang, 13,5 m breit bei 7,17 m Seitenhöhe und hat 3100 t Tragfähigkeit. Die Kohlen werden durch 2 am Boden entlang mit 2 m/sk laufende Gummibänder von 1100 mm Breite ausgeladen. Zum Antrieb der Bänder dienen zwei 120 PS-Dampfmaschinen. Der Dampfer »Herman Sauber« trägt 3750 kg und hat Stahl-Förderbänder von 1280 mm Breite. Deckpläne.

Anlagen zur Bekohlung von Lokomotiven. Von Othegraven. (Organ 15. Sept. 12 S. 311/16* mit 1 Taf.) Allgemeines. Krangerüst. Aschenverladung. Laufkranbetrieb. Wägevorrichtung. Bunkeranlage. Kosten und Betriebserfahrungen.

Luftschiffahrt.

Asir-Flugmaschinen. (Motorw. 10. Sept. 12 S. 600/05*) Zeichnungen des Eindeckers der Brüder Asir. Einzelheiten der Schraube, der Verbindungen und des Anlaufgestelles. Die Spannweite kann beim Landen durch Aufklappen von Fächerteilen vorübergehend vergrößert werden.

Maschinenteile.

Graphische Tabellen zur Berechnung von Planetengetrieben unter Berücksichtigung der Verwendung von Normalrädern. Von Gelbhaar. (Werkst.-Technik 15. Sept. 12 S. 476/79*) Damit bei den 4 Zahnrädern mit den Zähnezahlen a, b, c und d Normalräder verwendet werden können, müssen $a + b = c + d$ und der Unterschied $bd - ac$ möglichst klein sein, wenn die stärkste Uebersetzung erhalten werden soll. Beziehungen zwischen den Zähnezahlen, Einfluß auf die Uebersetzung. Forts. folgt.

Gears for Panama emergency gates. (Am. Mach. 14. Sept. 12 S. 293/98*) Herstellung und Prüfung der für den Antrieb der Not-Schleusentore bestimmten Schneckengetriebe aus Bronze in der Fabrik der Otis Elevator Co. Versuchsbetrieb mit verschiedenen Schmiermitteln.

The few universal joint operations. Von Viall. (Am. Mach. 14. Sept. 12 S. 306/09*) Vorrichtungen zum Ausbohren, Fräsen und Schleifen der Gabelenden in der Fabrik der Blood Bros. Machine Co., Kalamazoo, Mich.

Die Biegung krummer Rohre. Von Lorenz. (Dingler 14. Sept. 12 S. 577/81*) Aus den Gleichgewichtbedingungen des Wandteilchens eines krummen Rohres wird unter der Annahme der Erhaltung der doppelten Symmetrie des Rohrquerschnittes eine neue einfache Formel für die Aenderung der Krümmung abgeleitet. Uebereinstimmung mit Versuchsergebnissen.

Materialkunde.

Versuche über die Verdrehung von Stäben mit rechteckigem Querschnitt und zur Ermittlung der Längs- und Querdehnung auf Zug beanspruchter Stäbe. Von Bretschneider. (Mitt. Forschungsarb. Heft 121 S. 1/35*) Formel für den Verdrehungswinkel bei Flußeisen. Das Verhältnis zwischen Längs- und Querdehnung beträgt bei Flußeisen zwischen 3,34 und 3,65.

Zur Verbundfrage. Von v. Emperger. Forts. (Beton u. Eisen 13. Sept. 12 S. 339/40*) s. Zeitschriftenschau vom 3. Aug. 12. Forts. folgt.

Les effets de l'électricité sur le béton armé. Recherches faites à l'Ecole technique de Darmstadt et à l'Université de Vermont. (Génie civ. 14. Sept. 12 S. 396/400*) S. Zeitschriftenschau vom 27. April 12 und 28. Okt. 11.

Mathematik.

The exact determination of the constants of empirical formulae. Von Gheury. (Engineer 13. Sept. 12 S. 267/68*) Das Verfahren von Cauchy läßt sich anwenden, wenn die allgemeine Form des Gesetzes bekannt ist.

Mechanik.

The calculation of second-stresses in trusses. Von Turneaure. (Eng. News 5. Sept. 12 S. 438/40*) Analytische Bestimmung der Nebenspannungen. Beispiel.

Meßgeräte und -verfahren.

Rope brakes, construction and design. Von Smallwood. (Am. Mach. 14. Sept. 12 S. 310/13*) Darstellung verschiedener Anordnungen von Seilbremsen zum Messen der Leistung von Maschinen. Berechnung der Seilspannungen und des Seildurchmessers.

Electrical apparatus for measuring power. Von Moore. (El. World 31. Aug. 12 S. 449/52*) Uebersicht über vorhandene Dynamometer. Das neue Dynamometer des Verfassers besteht aus zwei kleinen Wechselstromdynamos, die auf die Welle des Antriebmotors zwischen Motor und Antriebmaschinen gesetzt werden. Ihre Magnetfelder werden von einem gemeinsamen Stromkreis erregt. Zwischen die beiden Dynamos ist eine Feder in die Welle eingeschaltet. Bei Belastung des Antriebes entsteht infolge des Spannens der Feder eine Phasenverschiebung zwischen den Spannungskurven der beiden Dynamos. Die zusammengesetzte Spannung wird als Maß des entwickelten Drehmomentes, die einfache als Maß der Geschwindigkeit benutzt. Beide Größen werden unmittelbar abgelesen.

La thermométrie et la pyrométrie industrielles. Von Grandmougin. Schluß. (Génie civ. 14. Sept. 12 S. 400/02*) Thermoelektrische Meßgeräte: Meßbereich von 250° bis 1000°. Optische Meßgeräte: Meßbereich von 600° bis 7000°.

Metallbearbeitung.

Methods used in erecting planers. Von Hammond. (Machinery Sept. 12 S. 1/5*) Verfahren der Cincinnati Planer Co.: Gründung der Maschine, Ausrichten der Tischführungen und der Ständer. Meßgeräte. Schutz der Tischführung gegen Späne.

The making of bushings for drill jigs. Von Jacobs. (Machinery Sept. 12 S. 12/15*) Abmessungen, zulässige Abweichungen, Gießen, Schleifen und Sichern der Bohrbüchsen.

New cutting and welding process. (Iron Age 5. Sept. 12 S. 514/15*) Verwendung von Blaugas an Stelle von Azetylen. Darstellung der Einrichtung. Vergleich mit dem bisherigen Verfahren.

Motorwagen und Fahrräder.

Ueber Auspuffgase. Von Suchy. (Motorw. 10. Sept. 12 S. 597/99) Wirkungen des Kohlenoxyds. Geruchstoffe, die von Schmieröl herrühren. Betrieb mit Benzin, in dem Sauerstoff gelöst ist. Forts. folgt.

Investigation of efficiency of worm gearing for automobile transmission. Von Kenerson. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Sept. 12 S. 1323/37*) Einzelheiten der beiden in den Werkstätten von Brown & Sharpe geprüften Schneckenvorgelege mit dreistufigem Wechselgetriebe, die bis zu 97,6 vH Wirkungsgrad ergeben haben. Steigerung der Temperatur im Gehäuse.

Die Bergstütze. Von Schwerdtfeger. (Motorw. 10. Sept. 12 S. 593/97*) Einfluß der aufwärts gerichteten Rückwirkung der Bergstütze auf die Verteilung der Achsdrücke. Anwendung der Ergebnisse auf die Untersuchung der Hinterachsdrücke beim Armeelastwagen 1913. Schluß folgt.

Pumpen und Gebläse.

Ueber die Anfänge und Entwicklung der Turbinenpumpe und den gegenwärtigen Stand ihrer konstruktiven Durchbildung. Von Hopkinson und Chorlton. (Z. f. Turbinenw. 10. Sept. 12 S. 390/94*) Bearbeitung des in Zeitschriftenschau vom 10. Febr. 12 erwähnten Vortrages. Forts. folgt.

A new pump valve. (Engineer 13. Sept. 12 S. 283*) Bei der insbesondere für heißes Wasser bestimmten Pumpe von Royle's Limited, Manchester, wird durch die Schlußbewegung des Druckventiles das darunter angeordnete Saugventil geöffnet, so daß das Ansaugen erleichtert wird.

Measurement of air in fan work. Von Treat. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Sept. 12 S. 1341/60*) Einrichtung zum Messen der Luftgeschwindigkeit mit Pitot-Rohren. Eichen der Pitot-Rohre. Ergebnisse von Ventilatorversuchen.

Ueber rotierende Luftpumpen und rotierende Kondensatoren. Von Gutmann. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 13. Sept. 12 S. 584/88*) Luftpumpen nach Bauart Westinghouse-Leblanc und Stumpf. Umlaufende Luftpumpe von C. H. Jaeger, Leipzig.

Schiffs- und Seewesen.

Ueber die Stabilität des lecken Schiffes. Von Flamm. (Schiffbau 11. Sept. 12 S. 943/48*) Berechnungen für Schiffe von 150 bis 300 m Länge, 15 bis 30 m Breite und 10 m Höhe bei 10fachem Verhältnis der Länge zur Breite. Die von den Schottvorschriften der Seeberufsgenossenschaft zugelassenen Abzüge für wasserverdrängende Körper im lecken Raum sind berücksichtigt. Die Länge des Lecks ist zu 20,40 und 60 m angenommen.

Versuche zur Feststellung des schädlichen Einflusses der Schiffschrauben auf die Kanalsohle und Mittel zur Beseitigung beziehungsweise Verminderung desselben. (Schiffbau 11. Sept. 12 S. 948/59*) Ergebnisse bisheriger Versuche mit Schrauben ohne Schutzvorrichtung, mit Schutzplatten unter der Schraube und mit Rudern, deren untere Fläche seitlich abgebogen ist, um den Schraubenstrom vom Grund abzulenken.

Die Maschinen des Diesel-Schiffes »Monte Penedo«. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Sept. 12 S. 1535/40*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 21. Sept 12.

Straßenbahnen.

Untersuchungen über Solenoide und über ihre praktische Verwendbarkeit für Straßenbahnbremsen. Von Steil. (Mitt. Forschungsarb. Heft 121 S. 37/70* mit 1 Taf.) Verlauf der Zugkraft. Praktische Angaben über die Bauart von Solenoiden für Bremsen. Verbesserung eines Solenoides.

Textilindustrie.

Application of electric drive to paper calenders. Von Morse. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 12 S. 1635/59*) Bedingungen für den Antrieb von Kalandern. Gruppen- und Einzelantrieb. Ein- und Zweimotorantrieb. Kraftbedarf.

Unfallverhütung.

Sicherheitsmaßnahmen gegen die das Leben des Menschen gefährdenden Ueberspannungen, welche sich in elektrischen Stromkreisen mit niedriger Spannung entwickeln können. Von Seidel. (Sozial-Technik 15. Sept. 12 S. 345/47) Vorkehrungen zum Verhüten von Ueberspannungen und zum ungefährlichen Ableiten entstandener Ueberspannungen. Schluß folgt.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The British Association. (Engng. 13. Sept. 12 S. 348/53*) Bericht über folgende Vorträge in der Abteilung für Ingenieurwesen: »Ignition of gaseous mixtures« von Thornton, »Gaseous explosions« von Clerk, »The scientific theory and outstanding problems of wireless telegraphy« von Fleming, »The production of electric oscillations by spark gaps immersed in running liquids« von Eccles und »The impedance of telephonic receivers as affected by the motions of their diaphragms« von Kenelly und Pierce. Forts. folgt.

Note on the gas-turbine. Von Clerk. (Engng. 13. Sept. 12 S. 367/68) Der kurze Bericht über den gegenwärtigen Stand der Gasturbine stützt sich im wesentlichen auf das Buch von Holzwarth.

Werkstätten und Fabriken.

Beiträge zur Werkstattskalkulation. Von Gerischer. (Werkst.-Technik 15. Sept. S. 469/73*) Fortlaufendes Aufzeichnen der Herstellzeit. Lohnkosten usw. von bestimmten Werkstücken. Festsetzen der Akkorde. Ableiten der reinen Arbeitzeiten für eine Feilmaschine und eine Riemenscheibendrehbank. Schluß folgt.

Verfahren zur Ermittlung von Arbeitzeiten. Von Weißhuhn. (Werkst.-Techn. 15. Sept. 12 S. 487/90*) Abschätzen der Gesamtarbeitzeit für ähnliche Stücke von verschiedenen Abmessungen, Berechnen der Zeit für die Maschinenbearbeitung aus Schnittgeschwindigkeit und Vorschub bekannter Maschinen. Beispiele.

Ziegelei- und Tonindustrie.

Dampfverbrauch einer Kalksandsteinfabrik. Von Rüster. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 12 S. 165/66*) Dampfverbrauch der Steinerhärtkessel bei langsamer und rascher Drucksteigerung bis 8 at.

Rundschau.

Neuere Betriebsergebnisse des elektrischen Hochofens am Trollhättan.

Ueber den ersten Betriebsabschnitt des vom schwedischen Jernkontor gebauten elektrischen Hochofens am Trollhättan haben wir in Z. 1912 S. 195 berichtet. Inzwischen ist ein weiterer Bericht über die Ofenreise von August 1911 bis März 1912 erschienen[1]. Die Veränderungen auf Grund der früheren Erfahrungen sollten den Gasumlauf und den Verschleiß der Elektroden betreffen. Auch war vorgeschlagen worden, die Elektroden, um eine bessere Wärmeverteilung zu erzielen, von 4 auf 6 zu vermehren; doch hat man der Kosten wegen hiervon abgesehen. Wie aus den Figuren hervorgeht, ist die Gasreinigung und Gasleitung wesentlich abgeändert worden. Da sich der früher eingebaute Gasreiniger als ungeeignet erwiesen hat, ist man zum Waschen des Gases übergegangen. Das Gas tritt jetzt aus der Gicht durch zwei Oeffnungen in einen Staubfänger, dann in das Rohr *a*, geht durch einen zylindrischen Waschturm *b* von oben nach unten, während es durch Wasser berieselt wird, und steigt durch ein Verbindungsrohr *c* in einen als Ventilator ausgebildeten Wäscher *d*. Der Ventilator kann nötigenfalls durch einen zweiten bereits eingebauten ersetzt werden. Das Wasser fließt durch Rohre in die Sammelgrube *e* unter dem Gasbehälter *f*. Das gereinigte Gas strömt aus *f* durch die Leitung *g* in die Ringleitung *h* und die Düsen *i*. Durch das Rohr *k* kann das Gas auch, ohne durch *b* zu gehen, wieder unmittelbar zum Ofen gelangen. Infolge der Verwendung von runden an Stelle der bisherigen quadratischen Elektroden wurden ferner Aenderungen an den Kontakten, den Kühlkästen usw. erforderlich. Schließlich sind auch die Abmessungen des Ofens etwas verändert worden, indem bei seiner gründlichen Ausbesserung der Halsdurchmesser des Schachtes unter Beibehaltung des Rastwinkels von 1200 auf 1300 mm erweitert und der Schmelzraum auf die aus der Figur ersichtliche Form gebracht worden ist. Die Einführung

[1] s. Stahl und Eisen vom 22. August 1912.

der runden Elektroden ist von günstigem Einfluß auf ihren Verbrauch gewesen. Die Stäbe sind 1,5 bis 1,8 m lang bei einem Durchmesser von 550 und zuletzt von 600 mm. Sie enthalten 4,15 vH Asche, 0,022 vH Phosphor und 0,85 vH Schwefel. Auf 1 t Roheisen entfällt im Durchschnitt ein Verbrauch von 5,72 kg, also erheblich weniger als bei den eckigen Elektroden. Auch sind die Schwierigkeiten der Abdichtung der Schmelzraumdecke verringert worden. Zu Stillständen des Ofens während des zweiten Betriebsabschnittes boten nur Beschädigungen des Gewölbes Anlaß, die allerdings mehrfach auftraten und einmal eine Unterbrechung des Betriebes von 123 st zur Folge hatten, weil das ganze Gewölbe umgebaut werden mußte und die Rast sich inzwischen mit gesintertem Erz verstopft hatte. Der neue Gasumlauf hat sich gut bewährt, nur läßt er sich mit dem neuen Ventilator schlecht regeln. Wahrscheinlich wird man später ein andres Gebläse wählen müssen, zumal der Ventilator mit seinem Druck von höchstens 375 mm Wassersäule bei Verstopfungen des Schachtes machtlos ist. Bei einer Erhöhung des Druckes wäre auch das Gewölbe zu verstärken.

Elektrischer Hochofen am Trollhättan.

Im Laufe der Betriebzeit ist eine große Anzahl von Beschickungen erprobt worden, und zwar Tuollavara- und Dannemora-Erze, geröstete und ungeröstete Erze, Erzbriketts und vielfach auch Erz-Schliech. Die Hoffnungen, mit 50 vH Schliech arbeiten zu können, haben sich nicht erfüllt; man mußte, um Explosionen zu vermeiden, bis auf 30 vH und bei ungetrocknetem Schliech sogar noch erheblich weiter herunter gehen. Der Kohlenstoff des gewonnenen Roheisens hält sich in der Regel zwischen 3,3 und 3,7 vH, er geht aber auch bis 4,1 vH hinauf und bis 2,4 hinunter. Der Schwefelgehalt bleibt meist unter 0,01, und der Phosphorgehalt beträgt 0,01 bis 0,02 vH. Sehr großen Schwankungen ist der Mangan- und der Siliziumgehalt unterworfen. Die Bedingungen, unter denen man dauernd einen bestimmten Siliziumgehalt, z. B. von 1,0 bis 1,5 vH, erhalten kann, sind eigentümlicherweise noch nicht ermittelt worden. Die Annahme, daß man unter sonst gleichen Bedingungen im elektrischen Hochofen einen geringeren Schwefelgehalt als im gewöhnlichen Hochofen erhalten müsse, hat sich als nur bedingt richtig herausgestellt. Als Grund wird angegeben, daß die hohe Temperatur, die den Schwefel in die Schlacke treibt, beim elektrischen Hochofen nicht in dem Maße vorhanden ist wie im gewöhnlichen Hochofen. Die Temperatur ist wohl in der Nähe der Elektroden sehr hoch, dagegen im Schmelzraum durchschnittlich niedriger als im Gestell des Kokshochofens.

Für die Anlage standen dauernd 2200 KW zur Verfügung, wovon 75 KW für Beleuchtung und Motoren abzurechnen sind. Somit bleiben 2125 KW oder, da für den Betrieb 200 KW zur Aushülfe frei gehalten werden müssen, 1925 KW als dauernde Belastung des Ofens. Unter der Annahme, daß der Ofen einen Monat im Jahr still steht und daß mit 1 KW-Jahr rd. 4,25 t Roheisen erzeugt werden, ergeben sich als jährliche Erzeugung $\frac{1925 \cdot 11}{12} \cdot 4{,}25 =$ rd. 7500 t. Aus Aufzeichnungen vom Monat September geht hervor, daß der Holzkohlenverbrauch, bezogen auf 1 t Roheisen, nur 305,3 kg/t und der Stromaufwand 1671 KW-st/t betragen hat, was wieder eine wesentliche Verbesserung gegenüber den auf S. 196 mitgeteilten Zahlen bedeuten würde. Die in unserer Quelle angegebenen Durchschnittzahlen sind allerdings ganz erheblich höher und sogar wesentlich ungünstiger als die im ersten Betriebsabschnitt erreichten. Sie sind aber mit Rücksicht auf die zum Teil sehr unregelmäßigen Verhältnisse bei den verschiedenen Versuchen kaum als allgemeingültige Zahlen aufzufassen. Versuche mit der Verwendung von Koks statt Holzkohle sind ungünstig ausgefallen, da der Ofengang und auch die Verbrauchzahlen wenig befriedigt haben.

Von dem Betrieb der großen Oefen von 2500 bis 3500 PS, die in Domnarfvet, Tysse und Hagfors gebaut werden sollten, hat man Näheres bisher nicht erfahren, nur meldet die Zeitschrift »The Iron and Trade Review«[1]), daß ein 3000 t-Ofen in Hagfors seit Mitte März in erfolgreichem Betrieb, daß ein zweiter nahezu fertig sei und daß drei weitere in Hagfors und Nykroppa gebaut werden sollen. H. Groeck.

Auf **die Geschwindigkeit der Verbrennung im Zylinder einer Gasmaschine** soll, wie Versuche von Dugald Clerk ergeben haben, das Vorhandensein von Wirbelbewegungen im Gasgemisch, die beim Einströmen entstehen, einen großen Einfluß ausüben. Clerk hat Versuche an einer liegenden Einzylindermaschine angestellt, in deren Zylinder durch Auslösen der Steuerung die Ladung vor dem Verbrennen mehreremal verdichtet und wieder entspannt werden konnte. Bei diesen Versuchen hat sich durch Vergleichen der Indikatordiagramme gezeigt, daß das Verbrennen einer Ladung, die erst nach dem zweiten Verdichten entzündet worden ist, etwa $2^1/_2$ mal so lange dauert wie das Verbrennen einer einmal verdichteten Ladung. Diesen Unterschied führt Clerk darauf zurück, daß die Wirbelungen in der Ladung nach dem zweiten Verdichten schon wesentlich ruhiger geworden sind, so daß sich die Verbrennung darin langsamer fortpflanzt. Jedenfalls beweisen aber die Versuche, daß die tatsächlich im Gasmaschinenzylinder auftretende Zündgeschwindigkeit wesentlich höher sein muß als die in einer kalorimetrischen Bombe beobachtete. (The Engineer 13. September 1912)

Verwendung von Blaugas beim Autogenschweißverfahren. Die Atlantic Blaugas Co. in New York ersetzt nach einer Mitteilung aus »The Iron Age«[2]) das Wasserstoff- oder Azetylengas beim autogenen Schweißen neuerdings durch Blaugas, das auf $^1/_{400}$ seines Gasvolumens zusammengepreßt in flüssigem Zustand, und zwar in Stahlflaschen von rd. 9 kg Inhalt geliefert wird. Daraus erhält man am Brenner rd. 7 cbm Gas. Als Vorteil wird angegeben, daß das Blaugas einen noch etwas höheren Heizwert als Azetylen hat, daß es sich etwa dreimal so stark als Wasserstoff und Azetylen zusammendrücken läßt und daß sich infolgedessen die Gewichte der Gasmengen von gleichem Wärmeinhalt für Blaugas, Azetylen und Wasserstoff wie 100 : 432 : 1060 verhalten. Die Preise der Gewichteinheiten stehen dabei im Verhältnis 8 : 5 : 6. Die Gefahr der Explosion soll bei Blaugas viel geringer sein als bei den beiden andern Gasen. Ferner soll die Flamme verhältnismäßig breit sein, daher gleichzeitig mehr von dem zu schweißenden Material fassen und es gleichmäßiger erhitzen.

Neuer Regenerativ-Gasstoßofen. Ein eigenartiges Verfahren hat Friedrich Siemens angewandt, um bei einem mit Gas geheizten Stoßofen zum Anwärmen von Blöcken usw. die Vorwärmung der Verbrennungsluft durchzuführen[3]). Bisher war dies nämlich nicht gelungen, u. a. weil die am Stoßende abziehenden Gase, die teilweise über kalte Blöcke streichen, nicht mehr heiß genug waren, um die Wärmespeicher hoch zu erhitzen. Auch bot die Herstellung und Erhaltung eines dauernd den heißen Gasen ausgesetzten Umsteuerventiles am Stoßende des Ofens große Schwierigkeiten. Bei dem neuen Ofen wird nun von der durch einen Kanal eintretenden und sich im offenen Ofenraum ausbildenden Flamme ein Teil abgezweigt. Während der Hauptteil dem Stoßherd entlang zieht und das eingebrachte Gut erwärmt, bestreicht der andre Teil nur die ersten Blöcke, biegt dann um und geht in entgegengesetzter Richtung durch einen zweiten neben dem ersten liegenden Kanal zu den Wärme-

[1]) vom 15. August 1912.
[2]) vom 5. September 1912.
[3]) s. Stahl und Eisen 12. September 1912.

speichern. Er bildet dabei im Ofen eine Hufeisenform. Da dieser Teil der Flamme nur die vorn liegenden heißen Blöcke bestreicht, verliert er wenig von seiner Wärme und vermag die Kammern wirkungsvoll zu erhitzen. Nach der erforderlichen Zeit wird umgeschaltet, und die Flamme tritt nun durch den zweiten Kanal ein, während der Teilstrom durch den ersten abzieht. Von diesen Oefen sind in den letzten beiden Jahren in Deutschland und Oesterreich 34 aufgestellt worden, die zusammen jährlich 2 Mill. t Walzgut erwärmt haben. Der Brennstoffverbrauch, der Abbrand und die Haltbarkeit sind die gleichen wie beim gewöhnlichen Regenerativofen. Die Möglichkeit, die Hitze zu regeln, ist gegenüber den bisher üblichen Stoßöfen wesentlich erhöht worden.

Die Seilschwebebahn Lana-Vigiljoch[1]) ist am 18. August d. J. dem Verkehr übergeben worden; sie ist die erste der für den Personenverkehr bestimmten Seilschwebebahnen in Oesterreich. Die Bahn beginnt in Lana auf 328 m Höhe ü. M. und endet mit 2,21 km im Bahnhof Vigiljoch in 1481 m Höhe. Für jede Fahrtrichtung ist ein Tragseil angeordnet, das von 39 Eisenpfeilern mit 31 m größter Höhe und 201 m größter Entfernung gestützt wird. Durch Gewichte, die aus 2 m dicken und 4 m hohen Betonklötzen von je 20 t Gewicht bestehen und in den unteren Stationen angeordnet sind, werden die Seile in Spannung gehalten. Durch ein Zugseil von 60 t Tragkraft wird der Wagen angetrieben; da der besetzte Wagen, der an einem vierrädrigen Laufgestell aufgehängt ist, 3500 kg wiegt, so ist etwa 18fache Sicherheit vorhanden. Die Seile wurden von der St. Egydyer Eisen- und Stahlindustrie-Gesellschaft aus Material von 160 bis 180 kg/qmm Zerreißfestigkeit hergestellt. Zum Antrieb dient Gleichstrom von 550 V, der in der Bergstation aus Drehstrom von 3000 V erzeugt wird. Die Windwerkmotoren leisten 70 PS. Zwischen Tragseil und Zugseil liegt noch das für gewöhnlich feststehende Bremsseil, das besondere Kennzeichen der Seilbahn-Bauart Ceretti-Strub; mittels dieses Seiles kann der Wagen, wenn das Zugseiltriebwerk versagt, bis zur nächsten Station gebracht werden. Der Wagenführer kann sich ferner mit den Antriebstationen durch elektrische Zeichen oder Fernsprecher in Verbindung setzen. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 6,5 km/st, die gesamte Fahrzeit also 20 min. In einer Stunde können 6 bis 7 Wagen 100 Personen bergauf und ebensoviele bergab befördern.

Hulettsche Verladeanlage mit 17 t-Greifern. Eine gewaltige Verladeanlage für Erze hat die Pennsylvania Railroad Co. in Cleveland, O., in Betrieb genommen. Die vier aufgestellten Entlader werden von Schwingbalken gebildet, die in der Mitte unterstützt sind, am vorderen Ende Greifer, am andern Ausgleichgewichte tragen. Die Balken und die Säulen, mit denen die Greifer an ihnen aufgehängt sind, bestehen aus schwerer Eisenkonstruktion. Die Greifer fassen je 17 t. Wenn sie das Erz gefaßt haben, fährt der Wagen, auf dem das Stützgerüst für den Schwingbalken ruht, etwas zurück, und der Greifer entladet in einen 70 t fassenden Behälter zwischen den Schienen. Aus diesem wird das Erz mittels elektrisch betätigter Bodenschieber in einen Verteilwagen von 50 t abgelassen, darin gewogen und in tiefer stehende Eisenbahnwagen gefüllt. Durch eine besondere Verladebrücke kann es auch auf einem Lagerplatz aufgestapelt werden. Die Anlage ist zum Entladen der größten Erzschiffe von rd. 190 m Länge bestimmt und bewältigt täglich 35000 bis 40000 t in zwei Schichten. Sie wird mit Gleichstrom von 250 V betrieben. Zum Verfahren jedes Entladers dient ein 100 PS-Motor, zum Bewegen des Balkens mit dem Greifer einer von 300 PS, zum Schließen des Greifers einer von 100 PS. Ein 150 PS-Motor bewegt den Schieber des 70 t-Behälters, ein andrer von 150 PS fährt den Verteilwagen und ein 35pferdiger Motor betätigt dessen Verschlußschieber. Das außergewöhnliche Fassungsvermögen der Greifer, das etwa der Tragfähigkeit eines unserer Eisenbahn-Güterwagen entspricht, findet seinesgleichen nur in einer ähnlichen Hulett-Anlage, die im Jahre 1910 in Ashtabula Harbor, O., in Betrieb genommen worden ist. Deren Greifer fassen je 15 t. (The Iron Age 29. Aug. 1912)

Leerschuß- und Sturzbettanordnungen bei Wasserkraftanlagen. Die Sturzbetten unter Wehren und Talsperren und in den Leerschußkammern der Krafthäuser gehören zu den Bauteilen einer Wasserkraftanlage, die am meisten der Erneuerung bedürfen. Um nun Zerstörungen und Auskolkungen im Sturzboden, zu vermeiden, kann man zweierlei bewährte Arten der Sturzbettbedeckung anordnen: entweder deckt man den Boden mit einem Dielenbelag auf verankerten oder nur einbetonierten keilförmigen Lagerhölzern ab, oder mit einem Belag von bestem Portlandzementputz mit Drahtgeflechteinlage. Zum Schutz gegen Frost und Sonnenbestrahlung ist für ein dauerndes Wasserpolster von 1 bis 2 m Tiefe zu sorgen. Diese beiden Arten der Sicherung von Sturzbetten sind an dem Leerschuß der Wasserkraftanlage in Tacherting bei Trostberg in Bayern mit befriedigendem Erfolg angewendet worden. Der Leerschuß, der die lebendige Kraft des durchströmenden Wassers zu vernichten hat, ist bei dieser Anlage auch in andrer Hinsicht bemerkenswert. Man hat im Leerschuß Quersporne angeordnet, die im Grundriß konvex nach oben gekrümmt und in der Mitte tiefer als an den Seiten ausgeführt sind, um die Wassermassen in den Kammern möglichst durcheinanderzuwirbeln und ihre lebendige Kraft zu zerstören. Ein weiteres Hülfsmittel in diesem Sinne ist, die einzelnen Kammern ungleich breit zu machen und die Ueberstürzstellen gegeneinander zu versetzen; ferner können Richtungsänderungen und eine lange Ueberfallschwelle am Leerschußende zur Vernichtung der überschüssigen Kraft beitragen. Bei der erwähnten Kraftanlage haben sich die unmittelbar an das Kraftwerk anschließenden Ufer in dreijährigem Betriebe vollkommen unversehrt erhalten, obwohl keine Böschungsbefestigung und Fußsicherung ausgeführt ist. (Zentralblatt der Bauverwaltung 7. September 1912)

Zwei **neue Doppellokomotiven, Bauart Garratt**[2]), eine 2 B 1 1 B 2-Personenzuglokomotive und eine 1 C 1 1 C 1-Güterzuglokomotive, sind von Beyer, Peacock & Co., Manchester, für die Tasmanian Government Railways gebaut worden. Die Personenzuglokomotive erreicht bei 1067 mm Spurweite auf gerader Strecke 80 km/st und in Krümmungen von 100 m Halbmesser 48 km/st Geschwindigkeit und besteht aus zwei vierkurbeligen Vierzylindermaschinen von 305 mm Zyl.-Dmr. und 508 mm Hub mit darüber angeordneten Tendern, die gelenkig mit einem dazwischen hängenden Kessel verbunden sind. Sie wiegt dienstbereit rd. 96 t, die Güterzuglokomotive rd. 91 t. Beide Lokomotiven kennzeichnen sich durch die gleichmäßige Verteilung der Achslasten. (Engineering 13. September 1912)

Außerordentlich **große Mallet-Verbundlokomotiven**[3]) hat die American Locomotive Co. an die Virginian Railway abgeliefert. Die 1 D D 1-Lokomotive, die ohne Tender rd. 20 m lang ist und 245 t wiegt, übt bei Verbundbetrieb 52000 kg, ohne Verbundwirkung 62500 kg Zugkraft aus, wobei die Achsdrücke 24 t nicht übersteigen. Auf dem Tender, der 95 t wiegt, können 54,5 cbm Wasser und 15,2 t Kohle mitgeführt werden. Die Lokomotiven sind ebenso wie 13 schon vorhandene Mallet-Lokomotiven hauptsächlich für die Beförderung von Güterzügen über eine 18,4 km lange Steigung von 21 vT zwischen Elmore und Clarks Gap bestimmt, und man hofft, mit zwei solchen Lokomotiven hinten und einer etwas kleineren Lokomotive vorn Züge von rd. 4300 t Gesamtgewicht auf einmal hinaufschaffen zu können. (The Engineer 13. September 1912)

Die australische Ost-West-Eisenbahn. Anfang September d. J. wurde in Port Augusta am Nordende des Spencer-Golfs der erste Spatenstich zum Bau der »großen Ost-West-Bahn« getan, die Port Augusta mit Kanowna Kalgoorlie in Westaustralien verbinden soll, womit dieser Erdteil zum erstenmal durch einen Schienenweg durchquert werden wird. Die Hauptstädte der fünf Staaten Australiens werden durch die neue Eisenbahn unmittelbar miteinander verbunden, und man wird von Fremantle-Perth nach Adelaide, Melbourne, Sydney und Brisbane reisen können, was gegenüber der bisherigen Seeverbindung eine Zeitersparnis von 4 bis 5 Tagen bedeutet. Die Bahn von Port Augusta bis Kalgoorlie ist 1760 km lang; die Baukosten für die ganze Strecke sind auf 90 bis 100 Mill. ℳ geschätzt. Die Gleise werden mit Normalspurweite verlegt, die allmählich auf allen australischen Bahnen durchgeführt werden soll. Mit dem Bau der Bahn ist von beiden Enden gleichzeitig begonnen worden. Die Bauzeit wird 4 bis 5 Jahre betragen, da die Strecke zum größten Teil unbewohnt und wasserlos ist.

Das deutsche Linienschiff „Kaiser"[3]) hat auf seinen Probefahrten an der gemessenen Meile bei Neukrug eine mittlere Geschwindigkeit von 23,6 Knoten erreicht.

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 612.

[1]) s. Z. 1909 S. 2065.

[2]) Vergl. Z. 1909 S. 924; 1910 S. 489, 1259; 1911 S. 325, 746, 869, 2197.

[3]) s. Z. 1912 S. 1338.

Die **größten Frachtdampfer** für den Verkehr auf den Großen Seen in Nordamerika sind zurzeit die beiden Schiffe »Col. James M. Schoonmaker« und »William P. Snyder. Jr.«, die von den Great Lakes Engineering Works in Detroit, Michigan, für die Shenango Steamship and Transportation Co. in Pittsburg gebaut worden sind. Ihre Länge über alles beträgt 188 m, die Breite über Hauptspant 19,5 m, die Raumtiefe 10 m, die Tragfähigkeit bei 6 m Tiefgang 13200 t. Der Schiffskörper ist ähnlich wie bei den meisten großen Frachtschiffen auf den Großen Seen mit Rücksicht auf große Ladefähigkeit und schnelle Förderung der Ladung gebaut. Der Maschinenraum befindet sich ganz hinten, während einige Wohnräume vorn angeordnet sind und dazwischen ein nur durch zwei Schotten unterbrochener Laderaum liegt. Wasserballast von insgesamt 9400 t kann in Seitenbehältern und in dem 1,8 m hohen Doppelboden aufgenommen werden. Die Ladung, die in der Hauptsache aus Erz bestehen wird, kann durch 35 Luken gefördert werden, die je 16,5 m breit und 2,7 m lang sind. Zum Antrieb dient eine Vierfach-Expansionsmaschine von rd. 2600 PSi. Besondere Sorgfalt ist auch auf die Räume zur Unterbringung der Mannschaft verwendet, da außer einem besondern Speiseraum zahlreiche Wannen- und Brausebäder vorgesehen sind. Für Fahrgäste, die auf besondere Einladung der Reederei zeitweise mitgenommen werden, sind ferner prächtig ausgestattete Räumlichkeiten eingerichtet. (International Marine Engineering Sept. 1912)

Patentbericht.

Kl. 5. Nr. 242339. Abdichten wasserführender Schichten oder dergl. mittels Betons. G. Pauli, Altenheim, Baden. Hat der Bohrer *a* wasserführende oder dergl. Schichten *b*, *b* durchbrochen, so wird mittels Pumpe *c* Beton aus dem Behälter *d* durch die Rohrleitung *e* zwischen Bohrgestängeaußen- und Borlochinnenwandung bis unter die Stelle *b* gebracht. Dann wird durch das hohle Bohrgestänge durch die Pumpe *f* Druckwasser von unten her eingeführt, wodurch das Dichtungsmittel in die Schwemmschicht eingepreßt wird. Hat es dort abgebunden, so wird die Pumpe *c* stillgesetzt und das überflüssige Dichtungsmittel durch das Druckwasser zurückgedrückt.

Kl. 7. Nr. 243786. Bremswerk für Pilgerschrittwalzwerke. Mannesmannröhren-Werke, Düsseldorf. Mit dem Dorngestänge *a* ist eine Flüssigkeitsbremse verbunden. Der Bremskolben *b* und der vordere Raum des Bremszylinders *c* sind am vorderen Ende dünner, so daß die Bremswirkung gegen Ende der Vorwärtsbewegung anwächst. Durch Oeffnungen *d* ist der Bremszylinder mit einem Vorratsbehälter *e* verbunden, der den Bremszylinder umgibt und die Kühlwirkung der Kühlschlange *f* auf ihn überträgt.

Kl. 12. Nr. 248611. Trommelfilter für Abwässer. E. Babrowski, Grünberg i. Schl. Die zu entfasernden, fremde Schwimmkörper führenden Abwässer treten durch den Einlaufstutzen *o* in die Siebtrommelkammer *b*, strömen hier durch den Mantel des Trommelsiebs *e* und durch die Oeffnung *g* in den Abwasserkanal. Die an der Sieboberfläche zurückgehaltenen Fasern werden dem Becherwerk zugetrieben und von diesem abgeworfen. Zwischen der Becherwerkkammer *c* und *b* ist ein Sattel *f* angeordnet, über den hinweg die Fremdkörper den Bechern zugeleitet werden und der einen Rückstau des Abwassers verhindert.

Kl. 14. Nr. 238682. Anlassen und Umsteuern von Kolbenkraftmaschinen. B. Aronsohn, Berlin. Die Anlaß- oder Umsteuerkolben *a*, *a* werden durch Dampf oder Druckluft angetrieben und wirken auf das Triebwerk *b*, *c* der Kolbenmaschine durch Pleuelstangen *d*, die derart teleskopisch aus zwei oder mehreren Teilen *f*, *g* zusammengesetzt sind, daß sie nur Arbeit von den Anlaßkolben *a* auf die Maschine *b*, *c*, nicht aber umgekehrt übertragen können, so daß die Anlaßkolben nicht dauernd mit der Kraftmaschine mitzulaufen brauchen.

Kl. 20. Nr. 248343. Heizung mittels Dampfluftgemisches. W. Staby, Ludwigshafen a. Rh. Der zur Heizung bestimmte Kesseldampf wird vor Einführung in die durchgehende Heizleitung des Zuges durch einen Luft ansaugenden Dampfstrahlluftsauger geschickt, auf die Spannung des Heizdampfes verdichtet und mit diesem vermischt. Dadurch wird ein rascher Spannungsabfall in der Heizleitung verhindert, und auch die letzten Wagen langer Züge werden ausreichend geheizt.

Kl. 27. Nr. 241682. Vakuummembranpumpe. H. Gimbler, Berlin-Wilmersdorf. Die beiden Kolbenkörper *a* bestehen mit der zwischen ihnen angeordneten Kreuzschleife *b*, in der das Kurbelzapfenlager *e* gleitet, aus einem Stück und werden mittels der an *e* befestigten Gleitschuhe *c* am Pumpengehäuse *d* geführt.

Kl. 35. Nr. 240245. Selbstgreifer für körniges Gut. J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock, und E. Kraemer, Köln. Zwei Bügel *a*, *a* sind so mit den, in der Schließstellung einander nicht berührenden Greiferschaufeln *b* verbunden, daß sie unter den geschlossenen Schaufeln einen Deckstreifen bilden, auf dem das Gut in seinem natürlichen Böschungswinkel zur Ruhe kommt. Das Schließen der Bügel *a* kann durch Federn *f* unterstützt werden; beim Oeffnen der Schaufeln *b* werden die Bügel durch Stifte *c* mitgenommen.

Kl. 46. Nr. 238790. Gaspumpe für Zweitaktmaschinen. H. Dubbel, Essen a. d. Ruhr. Damit sich die Spülluft, die zugleich als Trennungsluft vorzeitige Entzündungen verhüten soll, am Einlaßventil in ruhiger Schicht lagern kann, verbindet die Steuerung der mit Umleitung des Gases von der Saug- auf die Druckseite nach Abschluß des Einlaßventiles am Arbeitzylinder arbeitenden Gaspumpe Saug- und Druckseite am Ende des Druckhubes stets bei einer und derselben Kolbenstellung miteinander, während der Verlauf des Ansaugspiels je nach der Belastung veränderlich ist.

Kl. 47. Nr. 239366. Mitnehmerkupplung. Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin. Eine bremsbackenartige Sperrklinke *f*, die auf der einen Kupplungshälfte *b* um den Zapfen *e* schwingbar ist und einerseits von Federn *t*, *t*, anderseits von einem innerhalb eines bestimmten Winkels schwingenden Bremsringe *l* einer Hülfsbremse *l*, *m* beeinflußt wird, gestattet das Einrücken der Kuppelzähne *c*, *d* nur dann, wenn sie in Mittelstellung steht. Das ist aber nur der Fall, wenn beide Kuppelhälften *a* und *b* gleiche Geschwindigkeiten haben, so daß das Einrücken stoßfrei erfolgt. In der seitlich ausgeschwungenen Stellung verhindert die Sperrklinke *f* das Einrücken, weil der Ringansatz *r* nicht in die gegenüberliegende Aussparung *s* eindringen kann.

Kl. 49. Nr. 241356. Schere. A. Baehker, Amnéville bei Metz. Von der Welle *a* der Messerscheibe *b* wird durch eine auswechselbare Zahnradübersetzung *c* eine Scheibe *d* angetrieben, die eine das Scherenmesser *e* schließende Druckrolle *f* trägt. Je nach dem Uebersetzungsverhältnis der Räder *c* wird *e* durch *f* verschieden oft geschlossen und so das Walzgut selbsttätig auf verschiedene Längen zerschnitten.

Kl. 60. Nr. 239387. Schwunggewichtregler. H. Schäfer, Nürnberg. Damit der Regler für verschiedene Umlaufzahlen, z. B. einerseits zwischen 240 und 260 Uml./min, anderseits zwischen 480 und 520 Uml/min arbeiten kann, sind die Schwunggewichte aus zwei Teilen *c* und *d* zusammengesetzt, die auf gemeinsamen Achsen *f* am Reglergehäuse *b* befestigt sind. *c* ist gegabelt, zwischen seinen Armen liegt *d*, das unmittelbar auf die Reglerfeder *g* wirkt, während sich *c* mit der Fläche *i* gegen *d* legt und durch dieses auf die Feder *g* wirkt. Ist der Bereich der niederen Umlaufzahlen überschritten, ohne daß die Leistung der Maschine genügt, so wird durch Verstellen der Steuerung die Füllung vergrößert. Beim Steigen der Umlaufzahlen legt sich *c* mit dem Anschlag *m* gegen das Gehäuse und ist damit ausgeschaltet, und die Gewichte *d* übernehmen allein die Regelung.

Kl. 63. Nr. 247842. Kugelgelenk. A. Saurer, Arbon (Schweiz). Die den Kugelzapfen aufnehmenden Lagerschalen und der Bolzen des Kugelzapfens sind mit zwei im rechten Winkel versetzten Aussparungen *a* und *c* versehen, während die Träger der Lagerschalen und des Kugelzapfens je eine zum Eingriff in die betreffende Aussparung bestimmte Nase *e* und *k* haben. Sind nach längerem Gebrauch die Lagerschalen f, f_1 und ihre Kugelzapfen einseitig ausgeschlagen, so werden diese beiden Teile um 90° versetzt, worauf wieder zwei der Abnutzung bisher nicht unterworfene Flächen aufeinander arbeiten.

Kl. 63. Nr. 248279. Anordnung einarmiger Tragfedern. E. Bugatti, Molsheim i. Els. Die einarmigen Tragfedern sind in der Weise angeordnet, daß die vorderen Federn vor der Vorderachse und die hinteren Federn hinter der Hinterachse am Wagengestell befestigt sind und demnach der Abstand der Tragfederbefestigungsstellen größer als der der Wagenachsen ist. Hierdurch wird die Größe der Schwingungen des Wagengestelles vermindert.

Kl. 63. Nr. 249522. Motorwagen mit Greiferkette. F. E. E. Lefebvre, Rouen (Frankreich). Das vom Motor *a* über die Welle *e* mit Ausgleichgetriebe angetriebene Kettenrad *k* treibt die mit Bodengreifern l_1 versehene Kette *l*, die über das vordere Kettenrad *m* läuft und durch das Rad *o* so gespannt werden kann, daß die Kette auf einem größeren Teil ihres Weges parallel zum Boden läuft. *k* und *m* liegen in einem um *j* schwenkbaren Rahmen, so daß die Kette beim Verfahren vom Boden abgehoben werden kann.

Kl. 81. Nr. 248674. Förderanlage für Stückgut. Berliner Aktiengesellschaft für Eisengießerei und Maschinenfabrikation, Charlottenburg. Das Stahlband *a* läuft über die beiden Führungsrollen *b* und *c* und wird von den Unterstützungswalzen c_1, d und *e* getragen. Rechtwinklig zu *a* läuft ein zweites Band b_1. Wenn die Last *l* bei *c* anlangt, wird sie etwas gehoben, so daß sie mit ihrem vorderen Teile über b_1 herausragt, sich auf b_1 legt und von diesem mitgenommen wird. Soll die Last nicht von b_1 erfaßt werden, so wird eine Führungsrolle von b_1 gehoben, so daß die Last frei unter dem gehobenen Bande hindurchgeht.

Kl. 81. Nr. 247758. Schüttelrutschenantrieb. Gebr. Hinselmann, Essen (Ruhr). Das Fangseil *a* der Förderrinne ist mittels des Bolzens *c* an das Gelenkparallelogramm *d, e, f* angeschlossen. Am Bolzen *g* greift das zur Antriebmaschine gehende Antriebseil *k* an. *e* und *f* sind durch Bolzen *l* und *m* an den Winkelhebel *n* angeschlossen, der um einen seitlich der Förderrinne gelagerten Zapfen *o* schwingen kann und sich auf eine Druckfeder *p* stützt.

Angelegenheiten des Vereines.

Die in Z. 1912 S. 1480 veröffentlichten

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung 1912

werden gegen Einsendung von 50 ₰ postfrei abgegeben.

Die nach dem Stande vom Anfang 1912 abgeschlossene, wesentlich erweiterte dritte Auflage des

Bücher- und Zeitschriften-Verzeichnisses

der Bücherei des Vereines deutscher Ingenieure ist fertiggestellt und wird den Mitgliedern gegen Einsendung von 50 ₰ (innerhalb Deutschlands postfrei) zugesandt.

Unsere Büchersammlung dient zugleich als Handbücherei der Redaktion der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure; deshalb können ihre Bestände nicht verliehen werden.

Vom 14. bis 26. Oktober d. J. werden in der Technischen Hochschule zu Berlin

Hochschulvorträge und Uebungskurse für Ingenieure

abgehalten.

Die Zulassungsbedingungen, das Programm und der Stundenplan sind aus der der Nummer 26 dieser Zeitschrift beigefügten Beilage zu ersehen.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **122/23. Heft** erschienen; es enthält:

Bach und **Graf:** Versuche mit Eisenbetonbalken. Vierter Teil.

Der Preis des Doppelheftes beträgt 4 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Doppelheft für 2 *M* beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 124** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Nachtrag zu S. 287.

Vorstände der Bezirksvereine.

Dresdener Bezirksverein.

Vorsitzender: **O. Koritzki**, Direktor der Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebr. Seck, Dresden-A., Würzburger Str. 59.

Kölner Bezirksverein.

An Stelle des Hrn. P. Jackschath ist Hr. **Frz. Ullmann**, Oberingenieur der Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz, als Schriftführer gewählt.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 40. **Sonnabend, den 5. Oktober 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

See-Bekohleinrichtungen für Schiffe.[1])

Von Dipl.-Ing. **Wintermeyer.**

Bei den See-Bekohleinrichtungen für Schiffe ist man von den an Land befindlichen Bekohlmitteln unabhängig, was von großer Wichtigkeit ist, wenn die an Land befindlichen Bekohlmittel anderweitig in Anspruch genommen oder zur Zeit außer Betrieb sind, oder aber, wenn, wie es bei den modernen Riesendampfern vorkommen kann, der Tiefgang des Schiffes so groß ist, daß es nur in bedeutender Entfernung vom Lande vor Anker gehen kann. Die See-Bekohleinrichtungen für Schiffe haben daher in neuerer Zeit, wo einerseits die Kohlenmengen, die in die Bunker der Schiffe zu stürzen sind, ganz gewaltig sind und anderseits die Zeit zum Kohlenübernehmen in der Regel knapp bemessen ist, große Bedeutung erlangt. Hinzu kommt, daß die mechanischen See-Bekohleinrichtungen für Schiffe im Gegensatz zur Bekohlung mit Tragkörben, die durch Arbeiter vom Kohlenschiff nach dem zu bekohlenden Schiff hinübergetragen und dort durch Umstürzen entleert werden müssen, mit keiner oder aber nur verhältnismäßig geringer Staubentwicklung verbunden sind, daß daher die Arbeiten zum Wiederinstandsetzen des Dampfers nach der Kohlenübernahme fortfallen.

Von der allergrößten Wichtigkeit ist die Seebekohlung für die Gefechtbereitschaft einer in See befindlichen Flotte, da einerseits eine moderne Kriegführung zur See ohne rechtzeitige und ausgiebige Kohlenergänzung undenkbar ist und anderseits im Kriegsfalle, also in Erwartung des Gegners, nur selten genügend Zeit vorhanden sein wird, Kohlenstationen an Land oder andre Stützpunkte zur Kohlenübernahme aufzusuchen. Völlig abhängig ist man aber im Fall eines Seekrieges von der Bekohlung in See, wenn man gezwungen ist, den Gegner fern von der heimischen Küste aufzusuchen, was z. B. bei der spanischen Kriegsflotte im spanisch-amerikanischen Kriege oder bei der russischen Ostseeflotte im russisch-japanischen Kriege der Fall war. Diese Art der Kriegführung zur See wird aber, wie die Geschichte lehrt, immer mehr die Regel bilden.

Unter den See-Bekohleinrichtungen für Schiffe können solche für vor Anker liegende Schiffe und solche für in Fahrt befindliche Schiffe unterschieden werden. Erstere lassen sich wieder nach dem Gesichtspunkt einteilen, daß sich die Bekohlvorrichtung entweder auf dem zu bekohlenden Schiffe selbst oder auf einem besondern Schiffe, das unter Umständen auch das Kohlenschiff selbst ist, befindet.

See-Bekohlvorrichtungen mit auf dem zu bekohlenden Schiffe selbst angebrachten Bekohlmitteln.

Zu den an Bord des Kohlen nehmenden Schiffes angeordneten Bekohleinrichtungen gehören in erster Linie die sogenannten Kohlenwippen. Sie bestehen in der einfachsten und ursprünglichsten Form aus einer Seilrolle, die an geeigneter Stelle der Takelage so aufgehängt wird, daß das um sie gelegte Seil einerseits schief in den Kohlenprahm, anderseits schief in die Kohlenluke reichen kann, Fig. 1.

Fig. 1.

Fig. 2.

Zum Bekohlen werden Körbe, die aus dem Kohlenprahm gefüllt worden sind, in die Haken am Ende der Hebeseile eingehängt, durch Zug am freien Ende des Seiles angehoben, über der Luke umgekippt und leer wieder in den Kohlenprahm herabgelassen.

In der Regel werden eine größere Anzahl Wippen nebeneinander angeordnet, indem die Rollen, über die die Wippentaue geführt sind, an zwischen Ladebäumen straff gespannten Seilen, sogenannten Strecktauen, oder dergl. aufgehängt werden.

Um die Leistungsfähigkeit derartiger Kohlenwippen zu erhöhen, hat man die Anordnung getroffen, Fig. 2, daß in das freie Seilende eine lose Rolle eingeschaltet wird, auf die der Zug zum Hochziehen des Kohlenkorbes ausgeübt wird. Diese lose Rolle braucht also nur die Hälfte des Weges

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Lager- und Ladevorrichtungen sowie Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer

zurückzulegen, der bei der ursprünglichen Form der Kohlenwippe für das freie Seilende in Frage kommt.

In erster Linie dient aber zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Antrieb der Kohlenwippen durch Maschine anstatt durch Handbetrieb. Zu dem Zweck werden vielfach die Wippenseile mittels besonderer, durch Dampfmaschinen angetriebener Spillwinden niedergeholt, um deren Spillköpfe das Seilende geschlungen wird. Der Spillkopf erlaubt rasches Arbeiten, weil beim Anziehen des Seilendes die Last gehoben, beim Lockern stillgehalten und beim vollständigen Nachlassen des Seiles gesenkt wird, wobei der Spillkopf stetig weiterläuft.

Besonders günstig auf die Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Kohlenwinden wirkt die Anwendung elektrischer Energie zum Antrieb, da die elektrische Energie sich für eine Verzweigung an die einzelnen Kraftabgabestellen in hohem Maße eignet und eine elektrisch betriebene Winde sich viel gedrängter bauen läßt als eine Dampfwinde, mithin eine größere Anzahl von Kohlenwinden untergebracht werden kann. Elektrische Kohlenwinden haben denn auch besonders für Kriegschiffe, die auch unter den ursprünglichsten Verhältnissen in möglichst kurzer Zeit ihren Kohlenvorrat ergänzen müssen, eine große Bedeutung erlangt. Mit Hülfe derartiger elektrisch betriebener Kohlenwinden hat das Linienschiff »Posen« im Juni 1908 bei der Kohlenübernahme eine Leistung von 642 t/st erreicht. Dieses Linienschiff ist wie eine größere Anzahl andrer Kriegschiffe der deutschen Marine mit zerlegbaren Kohlenwinden der Siemens-Schuckert Werke ausgerüstet. Dabei lassen sich Motor und Vorgelege, das aus einer im Oelbade laufenden mehrgängigen Schnecke mit Schneckenrad besteht, nach Lösung weniger Schrauben leicht voneinander trennen; desgleichen ist der Anlasser durch Steckkontakte mit dem Motor verbunden, so daß er leicht entfernt werden kann. Infolgedessen kann die ganze Winde, deren Gesamtgewicht 480 kg beträgt, in die drei Teile: Motor = 230 kg, Vorgelege mit Spillkopf = 220 kg und Anlasser = 30 kg, zerlegt werden.

Bei elektrisch betriebenen Kohlenwinden ist man auch nicht wie bei den Dampfwinden gezwungen, sie auf das Deck zu schrauben, sondern kann sie vielmehr ohne weiteres in der Takelage aufhängen, wo sie während des Kohlens an Deck überhaupt keinen Platz fortnimmt. Fig. 3 zeigt eine derartige, in der Takelage aufzuhängende elektrische Kohlenwinde, und zwar eine solche, die mit einer Trommel ausgerüstet ist, auf die sich das Hebeseil in Lagen nebeneinander aufwickelt. Durch Steuerung des Antriebmotors *m* in der einen oder andern Richtung wird die Last hochgezogen oder niedergelassen.

Fig. 3.
Kohlenwinde zum Aufhängen in der Takelage.

Fig. 4.
Zwergwinde von Wilhelmi.

Auch mit spillkopfartiger Trommel werden elektrische, in der Takelage aufzuhängende Kohlenwinden ausgeführt. Hierher gehört die sogenannte Zwergwinde von Wilhelmi, Fig. 4. Der Anker *a* des Antriebmotors ist im Innern der Spilltrommel angeordnet und überträgt durch Zahnräder seine drehende Bewegung auf das Magnetgestell, um welches die Spilltrommel lose herumgelegt ist. Um die Spilltrommel wird das Wippentau mit ein paar Windungen herumgeschlungen. Die Spilltrommel ist mit dem Magnetgestell durch eine Reibkupplung verbunden, welche durch zwei kegelige Kupplungsringe *r* gebildet ist, die auf dem Magnetgestell axial verschiebbar sind und gegen kegelige Ausdrehungen des Spillkopfes auf jeder Seite angepreßt werden können. Durch Federn *f* werden die Kupplungsringe im unbelasteten Zustand außer Reibungsschluß mit dem Spillkopf gebracht, so daß sich dieser mittels der Rollen *m* um das dauernd in einer Richtung umlaufende Magnetgestell frei drehen kann. Die Spilltrommel ist an beiden Seiten am Anfang mit doppelarmigen Hebeln *n* ausgestattet, die durch Bügel *o* miteinander verbunden sind. Wenn das Förderseil belastet ist, werden die Bügel *o* gegen die Spilltrommel gepreßt, so daß die Hebel *n* auf Hebel *q* wirken und diese die Kupplungsringe *r* in die kegeligen Ausdrehungen des Spillkopfes hineinpressen, so daß der Reibungsschluß zwischen dem Magnetgestell und dem Spillkopf hergestellt und dieser von dem Motor zur Förderbewegung angetrieben wird. Nach dem Abhaken der Last ziehen die Federn *f* die kegeligen Kupplungsringe wieder zurück, so daß die Windentrommel wieder frei beweglich ist. Die Zwergwinde wird mittels eines kleinen an ihr befestigten Anlassers in Betrieb gesetzt und läuft dauernd um. Der Betrieb mit der Zwergwinde gestaltet sich in folgender Weise, Fig. 5: Die Last wird an das Ende des Seiles angehakt, und es genügt sodann ein Zug von wenigen Kilogramm am losen Seiltrum, um die Last zu heben. Hört der Zug am losen Ende auf, so gleitet das Seil auf der Trommel, und die Last bleibt in der Schwebe; wird am losen Ende nachgelassen, so sinkt die Last herab, wobei wiederum das Seil unter Belastung auf der Trommel gleitet.

Fig. 5.
Bekohlung mittels Zwergwinden.

Das Ausführungsrecht der Wilhelmischen Zwergwinde haben die Siemens-Schuckert Werke und Gebr. Körting A.-G. erworben, und die »Kraftrolle« genannte elektrische Hängewinde dieser Firmen ist im wesentlichen unter Vornahme zweckmäßiger, den Verhältnissen an Bord Rechnung tragender Abänderungen auf der Wilhelmischen Konstruktion aufgebaut. Die Bügel *o*, die durch Hebel *n*, *q* bei der Zwergwinde auf die Kupplungsringe *r* wirken, sind bei der Kraftrolle durch in rechteckigen Ausschnitten am Umfang der Spilltrommel gelagerte, radial bewegliche und unter Federwirkung stehende Klötze ersetzt, welche mittels kegeliger Seitenbacken unmittelbar auf Ringe wirken, die mit dem dauernd umlaufenden Magnetgestell verbunden sind. Die Kraftrolle zeichnet sich insbesondere neben zuverlässigster Wirkungsweise durch leichte Beweglichkeit aus. Zu dem Zweck ist das Windengehäuse mit zwei breiten Flanschen versehen, welche erlauben, die Winde auf Deck des Schiffes zu rollen. Die äußere Seilführung, der Steckanschluß und die Tragösen liegen innerhalb der Peripherie dieser Flansche. Die Tragösen sind so konstruiert, daß sie beim Rollen in das Gestell geklappt, beim Aufhissen aufrecht gestellt werden können und in beiden Lagen durch Federn gehalten werden.

In normaler Ausführung wird die Kraftrolle für eine Gesamtlast von 120 kg bei einer Fördergeschwindigkeit von 2 m/sk gebaut. Beträgt die Hubhöhe 7 m, so müssen für das Heben der Last unter Berücksichtigung einer kleinen Beschleunigungs- und Verzögerungsperiode 4 sk gerechnet werden. Das Aufsetzen und Abhaken möge 3 sk, das Senken des Hakens 3 sk, das Anhaken des neuen Korbes 2 sk beanspruchen; dann ergeben sich 12 sk für eine Periode und bei einem Netto-Fördergewicht von 100 kg für den Korb eine Gesamtleistung von 30 t/st. Mit jeder Kraftrolle können

also rd. 30 t/st Kohle in Körben rd. 7 m hoch an Bord gefördert werden. Bei Anordnung der Kohlenprähme auf jeder Schiffseite und vier Kraftrollen für jeden Kohlenprahm können stündlich 720 t Kohle an Bord gefördert werden. Zur Bedienung dieses Förderbetriebes sind nur 24 Mann erforderlich, mit nur wenig Aufsichtspersonal, so daß die Mannschaft sehr geschont wird, wenn sie mit genügenden Ablösungen arbeitet.

Wie schon hervorgehoben, ist es für die auf Deck des Kohle nehmenden Schiffes unterzubringenden Kohlenwinden Bedingung, daß sie bequem zu befördern sind, daß sie also schnell und mühelos an der Benutzungsstelle angebracht werden können. Dieselbe Bedingung ist an die auf dem zu bekohlenden Schiff unterzubringenden Krane zu stellen, und dies ist der Grund, weshalb dafür hauptsächlich nur eine Kranart verwendet wird. Es ist dies der Temperley-Kran, dessen Kranträger schnell in der Takelage des Schiffes aufgehängt werden kann. Der Temperley-Kran[1]) wurde zuerst 1893 mit vorzüglichem Erfolge zum Bekohlen von Handels- und Kriegsschiffen benutzt, und dies ist noch heute sein Hauptverwendungszweck.

Fig. 6. Temperley-Kran.

Dabei dient ein durch Seile oder dergl. in geneigter Lage gehaltener Träger als Bahn für die Katze, an welcher die Last hängt, Fig. 6. Das Lastseil wird von der Last über eine Rolle der Katze und verschiedene festgelagerte Leitrollen zur ortfesten Winde *w* geführt. Die Katze kann sich selbsttätig an verschiedenen Stellen ihrer Bahn zur Be- und Entladung feststellen und kann auf dem Träger nicht verschoben werden, bevor sie nicht mit der Last fest gekuppelt ist; umgekehrt findet eine Entriegelung der Last erst statt, nachdem die Katze an ihrer Bahn festgelegt worden ist, und nun ist während des Hebens oder Senkens der Last eine Bewegung der Katze auf ihrer Bahn nicht möglich.

See-Bekohleinrichtungen mit unabhängig von dem Kohle nehmenden Schiff angebrachten Bekohlmitteln.

Diese Mittel wirken entweder absatzweise oder stetig. Ein besonderes Schiff ist im ersten Falle mit kranartigen Bekohlmitteln, im zweiten Falle mit Förderbändern, Becherwerken oder dergl. ausgestattet. Das mit der Fördervorrichtung ausgestattete Bekohlschiff hat entweder eigene Laderäume zur Aufnahme der Kohle, oder es fördert aus besondern, zur Aufnahme der Kohle dienenden Begleitschiffen (Schuten oder Prähmen).

Unter den kranartigen Bekohlmitteln auf den Kohlenschiffen ist in erster Linie der Hochbahnkran mit hochliegender Fahrbahn für eine hin- und herlaufende Katze zu nennen. Diese Krane mit festliegender Katzenlaufbahn haben gegenüber den Drehkranen den Vorzug, daß sie durch die Deckaufbauten auf dem Kohle nehmenden Schiff im Arbeiten nicht gehindert werden.

Fig. 7 stellt das Bekohlen mittels Temperley-Kranes dar, der auf einem Kohlenverladeleichter angebracht ist und die Kohle aus einem besondern Kohlendampfer fördert.

Eine schwimmende Bekohlvorrichtung dieser Art ist der für den Hafen von Portsmouth erbaute schwimmende Kohlenspeicher von 12000 t, der dazu dient, Schiffen der englischen Kriegsmarine eine schnelle Kohlenübernahme zu ermöglichen. Er besitzt vier an Deck auf einem Gleis verschiebbare Türme, die mit Temperley-Förderern ausgestattet sind, und zwar trägt jeder Turm drei Förderer, so daß im ganzen 12 Temperley-Förderer zur Verfügung stehen, um die Kohle aus dem Speicher auf das zu bekohlende Schiff zu schaffen. Mit diesem Kohlenspeicher kann eine Förderleistung von 600 t/st erzielt werden. Zwei zu beiden Seiten des Speichers liegende Schiffe können also je 300 t/st übernehmen.

Fig. 7.
Bekohlen mit Temperley-Kran.

Nicht so gewaltige Abmessungen hat der von den Thames Iron Works für den Hafen von Devonport erbaute Kohlenverladeleichter, der 1000 t faßt. Bei diesem Bekohlschiff sind außer zwei an den beiden Schiffsenden aufgestellten Fördertürmen, in denen Elevatoren die Kohle emporheben, noch in der Mitte zwei Auslegerdrehkrane aufgestellt, Fig. 8, die mittels selbsttätiger Greifer die Ladung aus einem längsseits des Leichters liegenden Kohlenschiff in das zu bekohlende Kriegschiff hinüberschaffen. Die Greifer hängen an Katzen, die auf dem Ausleger fahrbar sind, um den Arbeitsbereich der Krane zu vergrößern. Jeder dieser Krane hat bei größter Ausladung 2,5 t Tragkraft, und ihre Leistungsfähigkeit beträgt zusammen 50 bis 60 t/st.

Fig. 8.
Bekohlung durch Drehkran.

Bei dem von der Maryland Steel Co. für die amerikanische Marine erbauten Bekohlschiff »Neptune« laufen die die Kohlengreifer tragenden Katzen nicht auf querschiffs angeordneten Trägern, sondern auf verspannten Seilen.

Fig. 9.
Schiffsbekohlung von Smulders.

Unter den See-Bekohlvorrichtungen, die mit stetig wirkenden Fördermitteln (Förderbändern und Becherwerken) arbeiten und auf einem besondern Schiff angeordnet sind, ist zunächst die Smulderssche Anordnung zu erwähnen. Sie weist als Hebe- und Fördermittel ein Stahlförderband *f* auf, Fig. 9, das auf dem Boden des Schiffes in einem Längskanale liegt und hier die Kohle aus den durch Schieber ver-

[1]) Vergl. Z. 1900 S. 73; 1901 S. 1487.

schließbaren Oeffnungen der Laderäume aufnimmt. Am Ende des Schiffes steigt das Band schräg an und hebt hierbei die Kohle soweit, wie zur Ueberführung in die Bunker des zu bekohlenden Schiffes nötig ist. Zur Weiterleitung der Kohle von dem endlosen Förderband in das Schiff dient ein um eine senkrechte Achse drehbares Ausschüttrohr *r*, dessen Länge und Neigung den verschiedenen baulichen Verhältnissen an Bord des Kohle nehmenden Schiffes entsprechend veränderlich ist.

Im Hafen von Rotterdam sind mehrere derartige von A. F. Smulders in Schiedam erbaute Bekohlschiffe im Betrieb, und zwar 1) »Pluto« seit dem Jahre 1905, 2) »Prosper« seit dem Jahre 1907 und 3) »Harpen« seit dem Jahre 1909. Diese Dampfer leisten 100 bis 250 t/st. Das Gerüst, das den aufwärts steigenden Teil des endlosen Förderbandes aufnimmt, ist entweder fest (wie bei »Prosper«) oder in seiner Neigung veränderlich (wie bei »Pluto«) angeordnet.

Auch im Hamburger Hafen und in England sind Schiffe mit der Smuldersschen Bekohleinrichtung im Betrieb.

Bei den schwimmenden Bekohleinrichtungen der Liverpool Barge and Coaling Co., die im Hafen von Liverpool zahlreich im Betrieb sind, wird an Stelle eines Förderbandes ein Becherwerk zum Heben der Kohle auf die erforderliche Höhe benutzt.

Dieses Becherwerk zerfällt in einen Strang, der innerhalb des Schiffsraumes, und zwar unter den Auslauföffnungen der Kohlenräume verläuft, und einen Strang, der die Kohle nach oben fördert. An der höchsten Stelle entladen die Becher des Becherwerkes die Kohle auf Rutschen, die sie in das zu bekohlende Schiff überführen.

Auch die Suisted-Kohlenheber benutzen ein Becherwerk, das mit seinem unteren Strange die Kohle aufnimmt und sie mit seinem oberen Strang an das zu bekohlende Schiff abgibt. Sie haben die Eigenart, daß das Becherwerk auf zwei Pontons gelagert ist, die zwischen sich die Kohlenschuten, aus denen das Becherwerk gespeist wird, aufnehmen. Das Becherwerk ist mit seinem unteren Strange durch die Kohlenschuten hindurchgeführt, um sich mit Kohle zu füllen, arbeitet also ähnlich wie ein Bagger. An der höchsten Stelle entleeren die Becher wiederum in einstellbare Auslaufschurren, die die Kohle in die zu bekohlenden Dampfer fallen lassen.

Die Suisted-Kohlenheber haben trotz ihrer einfachen Bauart eine nicht unbedeutende Leistungsfähigkeit (100 bis 150 t/st).

In von den vorerwähnten Konstruktionen abweichender Weise ist das zum Kohlenheben dienende Becherwerk bei der Bekohlvorrichtung von Holland, Fig. 10 und 11, angeordnet. Hier hat das mit Laderäumen ausgestattete Bekohlschiff einen mittleren Längskanal, in dem ein fahrbares Becherwerk verschoben werden kann. Der Kanal reicht mit seinem unteren Ende bis unter die Auslaßöffnungen *o* der Laderäume, um aus ihnen die Kohle aufnehmen zu können. Die Kohle wird alsdann durch das Becherwerk gehoben und gelangt über eine schräge Rutsche *r* in die Bunker des zu bekohlenden Schiffes. Ist der eine Laderaum entleert, so wird das Becherwerk durch Verfahren vor die Oeffnung *o* des daneben befindlichen Laderaumes gebracht, worauf sich dort der Entladevorgang wiederholt. Der Vorteil dieser Bekohleinrichtung besteht darin, daß durch Anordnung mehrerer fahrbarer Becherwerke nebeneinander, die gleichzeitig die einzelnen Laderäume entleeren, die Leistungsfähigkeit bedeutend gesteigert wird.

Der in dieser Form erbaute Dampfer »Herald« dient besonders zum Bekohlen der großen Dampfer der London and North-Western Railway Co. Er faßt 400 t Kohle und ist mit zwei Becherwerken (Elevatoren) ausgerüstet, so daß er seine Ladung in 2 Stunden in die Bunker eines Dampfers überführen kann, da jedes der beiden Becherwerke 100 t/st bewältigt. Man würde hiernach 1000 t/st bewältigen können, wenn man eine größere Anzahl von Elevatoren nebeneinander anordnete und die Bekohldampfer an den beiden Längsseiten des zu bekohlenden Schiffes anlegen ließe.

Um die Entwicklung von Kohlenstaub nach Möglichkeit zu vermeiden, sind bei »Herald« Elevatoren und Rutschen vollständig geschlossen, und außerdem wird der Abdampf der Elevatormaschine in den oberen Teil der Elevatoren geleitet, von wo er durch die Rutschen bis in die Bunkerräume gelangt.

Die Besatzung des »Herald« besteht aus 7 Mann, die zur Bedienung der Bekohleinrichtung ausreichen.

See-Bekohleinrichtungen für Schiffe werden auch in der Weise ausgeführt, daß ein Bekohlschiff sowohl mit kranartigen, absatzweise wirkenden Fördermitteln, als auch mit stetigen Förderern ausgestattet ist.

Fig. 10 und 11.

Schiffsbekohlvorrichtung der Bauart Holland.

Beispiele hierfür sind die von Gebr. Burgdorf in Altona für die Hamburg-Amerika-Linie gebauten, in Fig. 12 und 13 abgebildeten Kohlenheber.

Bei dem Kohlenheber Fig. 12 ist auf dem Ponton von 12 m Breite und 35 m Länge ein Gerüst aufgebaut, das den aufklappbaren, rd. 11 m langen Ausleger *m* trägt. Auf diesem läuft eine Laufkatze *n*, an der der Kohlengreifer hängt. Dieser entnimmt die Kohlen aus einer am Heber längsseits liegenden Schute und entleert sie in einen Trichter *t*. Von dem Trichter werden die Kohlen in ein Brechwerk befördert und von da durch einen Briatschen Rost einem Becherwerk *v* zugeführt und angehoben. Am Auswurf des Becherwerkes gelangen sie in ein Hosenrohr und weiter durch ein Teleskoprohr in die Luken des zu beladenden Schiffes.

Fig. 12.

Kohlenheber von Gebr. Burgdorf.

Bei dem in Fig. 13 abgebildeten Kohlenheber ist der Ausleger für die Greiferkatze wesentlich höher gelegt als bei dem Heber Fig. 12. Die Fahrbahn für die Katze liegt nämlich hier 23,5 m über dem Wasserspiegel, während bei dem Heber Fig. 12 diese Höhe nur 9,5 m beträgt. Hier werden die Kohlen nicht gebrochen und ein Becherwerk ist nicht vorhanden; die Kohlen werden vielmehr gleich mit dem

Fig. 13.

Kohlenheber von Gebr. Burgdorf.

Greifer auf die entsprechende Höhe befördert. In bezug auf die maschinelle Einrichtung ist dies einfacher, der Greifer leistet aber infolge der großen Hubhöhe weniger.

See-Bekohlvorrichtungen während der Fahrt.

Die bis jetzt erwähnten See-Bekohlvorrichtungen sind nur anwendbar, wenn das zu bekohlende Schiff im Hafen oder wenigstens in ruhigem Wasser liegt. Bedeutend schwieriger liegen die Verhältnisse bei der Kohlenübernahme auf hoher See, also während der Fahrt, was, wie die letzten Seekriege gezeigt haben, für die Kriegschiffe von wesentlicher Bedeutung ist. Ein Bunkern aus einem längsseits liegenden Kohlenschiff auf hoher See ist ausgeschlossen, da die selbst bei glatter See infolge der Dünung entstehende Bewegung der Schiffe zu schwerer Beschädigung derselben führen kann. Es ist vielmehr notwendig, daß das Kriegschiff den Kohlendampfer ins Schlepptau nimmt und daß die Kohlen während des Schleppens übergenommen werden. Als Mittel zum Ueberladen der Kohlen von einem Schiff zum andern kommt hierbei nur die Seilbahn in Frage. Nur See-Bekohleinrichtungen mit Seilbahnen konnten, wenn auch nicht vollkommen, so doch in gewissem Maße der großen Schwierigkeiten, die sich der Bekohlung auf hoher See entgegensetzen, Herr werden. Wenn auch die Frage der Seebekohlung während der Fahrt noch nicht endgültig gelöst ist, wenn auch heute eine See-Bekohlvorrichtung, die die Möglichkeit gewährt, ein Kriegschiff auf hoher See in kurzer Zeit mit Kohlen zu versorgen, noch nicht vorhanden ist, so erscheint es doch nicht ausgeschlossen, daß man mit Hülfe einer Seilbahn zu einem befriedigenden Endergebnis gelangen wird.

Zwei Seilbahnbauarten sind bei den Bekohlvorrichtungen auf hoher See verwendet worden, bei der ersten wird eine die Last tragende Laufkatze auf einem Tragseil durch ein Zugseil hin und her bewegt; bei der zweiten sind Zug- und Tragseil zu einem Seil vereinigt, indem die Kohlensäcke an ein ständig in gleicher Richtung umlaufendes endloses Seil angehängt werden.

Die wichtigste Bekohlvorrichtung der ersten Gruppe ist von dem Amerikaner Spencer Miller angegeben; es sind damit in der amerikanischen Marine viele zum Teil erfolgreiche Versuche angestellt worden. Aus Fig. 14 ist das Wesentliche zu ersehen. Von der im Kohlenschiff aufgestellten Zweitrommelwinde w läuft ein Seil in geschlossenem Zuge über

Fig. 14.

See-Bekohlanlage von Spencer Miller.

die an den Masten von Kohlenschiff und Kriegschiff befestigten Rollen, und die so gebildeten beiden Seilstränge dienen zur Stützung und Bewegung der die Last tragenden Laufkatze, die mit dem oberen Seilstrange verbunden ist und mittels Rollen auf dem unteren läuft. Die Aufwicklung des Seiles auf die eine Trommel und die gleichzeitige Abwicklung von der andern Trommel der Winde w verschiebt die Laufkatze und damit die Last vom einen Schiff zum andern. Die für den Betrieb erforderliche gleiche Spannung in der Seilbahn wird durch eine besondere Ausbildung der Zweitrommelwinde erzielt, die selbsttätig von dem Seil aufwickelt bezw. hergibt, je nachdem die Entfernung der Schiffe sich vergrößert oder verringert. Unterstützt wird diese Spannvorrichtung noch durch einen Seeanker q, der durch ein Zugseil mit dem Seillauf der Winde w verbunden ist und durch seinen Widerstand die Seilbahn beständig straff hält.

Mit einer dieser Bauart ähnlichen Bekohlvorrichtung (Bauart Temperley) sind auch in der englischen Marine Versuche angestellt worden.

Bei den Bekohlvorrichtungen der zweiten Gruppe wird, wie schon erwähnt, ein ständig in derselben Richtung umlaufendes endloses Seil benutzt, das selbst die Kohlensäcke in beliebiger Anzahl trägt. Dieses Verfahren hat dem ersterwähnten gegenüber, abgesehen von der größeren Einfachheit, den Vorzug der größeren Leistungsfähigkeit. Denn bei dem ersten Verfahren fährt die Laufkatze auf dem Tragseil beladen hin und leer zurück, was selbst bei großer Katzengeschwindigkeit viel Zeit erfordert. Bei dem Rundlaufseil ist es möglich, eine größere Zahl von Säcken in gleichmäßigen Abständen an das Seil zu hängen, die, ohne daß die Zeit für den leeren Rücklauf verloren geht, in ununterbrochener Folge an ihrem Bestimmungsort anlangen.

Zu den Bekohlvorrichtungen mit Rundlaufseil gehören die von Mackrow und Cameron, von Leue und von Adam; mit den beiden letztgenannten sind in der deutschen Marine mehrfach Versuche angestellt worden.

Fig. 15.

See-Bekohlvorrichtung von Mackrow und Cameron.

Die Bekohlvorrichtung von Mackrow und Cameron ist in Fig. 15 schematisch dargestellt. Zwischen den Masten von Krieg- und Kohlenschiff wird ein endloses Seil ausgespannt, das durch eine geeignete Antriebmaschine an Bord des Kohlenschiffes in stetem Umlauf erhalten wird. Die vom Kohlenschiff aus an das Seil mittels Hakens angehängten Kohlensäcke gelangen daher bis zum Mast des Kriegschiffes und von hier, nachdem ihre Verbindung mit dem Rundlaufseil gelöst ist, mittels eines Rutschsackes an Bord desselben. Um eine unveränderliche Seilspannung auch bei den Relativbewegungen der Schiffe gegeneinander zu erzielen, ist bei x eine Ausgleichvorrichtung angeordnet. Das Rundlaufseil ist nämlich um die Rollen eines Flaschenzuges geschlungen, an dem ein Gewicht hängt; dieses hebt sich, wenn die Schiffe auseinander gehen, und senkt sich, wenn sie sich einander nähern, stets aber bleibt die Spannung im Rundlaufseil unter dem Einfluß des Gewichtes praktisch unverändert. Bis zur Höhe der Seilbahn am Kohlenschiff werden die Säcke durch einen besondern Elevator gehoben.

Die Bekohleinrichtung von Leue hat ebenfalls die aus Fig. 15 ersichtliche Gesamtanordnung. Eine wesentliche Abweichung gegenüber der von Mackrow und Cameron besteht nur in der Ausbildung der Ausgleichvorrichtung, indem an Stelle eines Gewichtes ein Preßluftzylinder benutzt ist, der auf die bewegliche Rollengruppe des in das Rundlaufseil eingeschalteten Flaschenzuges wirkt. Bei Verringerung des Abstandes zwischen

den Schiffen bewegt sich der Kolben des Preßluftzylinders aus dem Zylinder heraus, bis die richtige Spannung wieder hergestellt ist; im umgekehrten Falle wird der Kolben durch das Rundlaufseil in den Zylinder hineingepreßt, wobei die Luft durch ein Ventil entweicht.

Bei der Bekohlvorrichtung von Adam, Fig. 16, ist das stetig umlaufende Rundlaufseil, an welches die Kohlensäcke fortlaufend angehängt werden, sowohl an der Aufgabe- als auch an der Empfangstelle, also sowohl am Kohlenschiff als auch am Kriegschiff bis auf Deck niedergeführt. Zum Befestigen der Säcke am Seil dient an Stelle der meist benutzten Haken eine einfache, in sich geschlossene, rd. 4 mm

Fig. 16.

See-Bekohlvorrichtung von Adam.

starke Tauschlinge von etwa 1 m Länge. Auf dem Kohlenschiffe läuft das Seil durch eine feststehende, kegelförmige Hülse *h*, den sogenannten Taukegel, hindurch. Der Matrose legt die Schlinge über den Taukegel, indem er das eine Ende der Schleife durch das andre hindurchzieht, und hängt den Kohlensack mittels eines daran befestigten kleinen eisernen Hakens in die Schlinge ein. Dann schiebt er die Schlinge von dem Taukegel, und Schlinge und Kohlensack werden vom Seile mitgenommen. Die belastete Schlinge geht alsdann über die etwas schräg gestellte Rolle am Mast des Kohlenschiffes hinweg zum Mast des Kriegschiffes hinüber und dort ebenso über dessen gleichfalls schräg gestellte Rolle hin. An der Empfangstation, also auf dem Kriegschiff, fahren die Schlingen gegen ein unter dem Seil angebrachtes Messer und werden durchschnitten, so daß die Kohlensäcke vom Seil abfallen.

Eine stets gleiche Spannung des Rundlaufseiles wird bei der Adamschen Vorrichtung auf elektrischem Wege erzielt. Das Magnetsystem des Elektromotors *m*, dessen Anker das Rundlaufseil antreibt, ist nicht fest mit dem Fundament verbunden, sondern um die Ankerachse drehbar gelagert und gleichzeitig als Windentrommel ausgebildet. Auf diese wickelt sich das Spannseil *s* auf. Der Elektromotor arbeitet wie ein gewöhnlicher Motor mit fest verankertem Magnetsystem, so lange die Masten ihre gegenseitige Lage nicht ändern. Sobald jedoch die Schiffe ihre Entfernung verringern, wickelt die Spannseiltrommel das Spannseil auf, bis das Rundlaufseil wieder richtig gespannt ist. Entfernen sich die Masten und spannen das Rundlaufseil und damit auch das Spannseil zu straff an, so übersteigt die Spannkraft des letzteren die Drehkraft des Magnetsystems und wickelt das Spannseil so lange von der Windentrommel ab, bis die Normalspannung des Rundlaufseiles wieder hergestellt ist.

Zusammenfassung.

Es werden die See-Bekohleinrichtungen für vor Anker liegende Schiffe und für in Fahrt befindliche Schiffe besprochen. Bei den Bekohleinrichtungen für vor Anker liegende Schiffe wird unterschieden zwischen Einrichtungen mit auf dem zu bekohlenden Schiff selbst angebrachten Fördermitteln (Kohlenwippen, Kohlenwinden und Temperley-Kranen) und solchen, bei denen diese Fördermittel sich auf einem besondern Schiffe, das unter Umständen das Kohlenschiff selbst sein kann, befinden (sog. Kohlenheber). Diese Kohlenheber arbeiten entweder mit absatzweise oder mit stetig wirkenden Fördermitteln.

Von den Bekohleinrichtungen für in Fahrt befindliche Schiffe werden die wichtigsten Vorrichtungen, nämlich die von Spencer Miller, Mackrow und Cameron, Leue und Adam, kurz erläutert.

Die Wahl einer Betriebskraft.[1]

Von **Friedrich Barth**, Oberingenieur an der Bayerischen Landesgewerbeanstalt in Nürnberg.

Einleitung.

Ehe zur Wahl einer Kraftmaschine geschritten wird, muß festgestellt werden, ob im gegebenen Falle der Kraftmaschinenbetrieb auch wirtschaftliche Vorteile bietet, und wie groß der mittlere und der höchste Kraftbedarf sowie die jährliche Betriebsdauer sind. Für Betriebe mit verhältnismäßig großem Kraftbedarf ergibt sich die Notwendigkeit und die wirtschaftliche Ueberlegenheit des maschinellen Antriebes von selbst. Für Kleinbetriebe hingegen kann die Frage, ob der Antrieb durch eine Kraftmaschine von Vorteil ist, nicht immer kurzer Hand beantwortet werden, da hier außer der Größe, dem Umfange des Betriebes und der allgemeinen Geschäftslage auch die örtlichen Verhältnisse, wie Löhne, Arbeiterverhältnisse usw. in Betracht zu ziehen sind. Es kann hier unter Umständen der Handbetrieb an sich zweckmäßiger sein. Trotzdem entscheiden jedoch auch hier die sonstigen Vorzüge des Maschinenantriebes meist zu dessen Gunsten.

Ist die Bedürfnisfrage gelöst, so handelt es sich um die Frage der anzuwendenden Maschinenart. Diese ist in der Regel weit schwieriger zu beantworten als die erstere, da die Verhältnisse selten so einfach liegen, daß nur eine einzige Lösung, wie z. B. bei Vorhandensein einer günstigen Wasserkraft, in Betracht zu ziehen wäre. Meist ist man vielmehr vor die Notwendigkeit gestellt, die Kraftmaschine auszuwählen, die unter Berücksichtigung der örtlichen und der besondern Betriebsverhältnisse die geringsten Betriebskosten ergibt. Bei den vielen Arten von Kraftmaschinen, welche uns heute zur Verfügung stehen, bei der großen Zahl gleichzeitig auftretender, sich gegenseitig beeinflussender Gesichtspunkte und bei der Unsicherheit gewisser Posten in wirtschaftlichen Vergleichsberechnungen ist die Wahl der zweckmäßigsten Betriebskraft selbst für den Fachmann nicht immer eine leichte Aufgabe.

Die Betriebskosten setzen sich aus unmittelbaren und mittelbaren Ausgaben zusammen. Zu den ersteren sind zu rechnen die Ausgaben für Brennstoff, Strom, Wasser und die Betriebführungskosten, d. s. die Ausgaben für Verwaltung und Bedienung, Schmier- und Putzmittel, Instandhaltung und Ausbesserungen. Zu den mittelbaren Ausgaben gehören die Verzinsung und Abschreibung des Anlagekapitals, auch Kapitalkosten genannt, sodann Steuern, öffentliche Abgaben, Feuerversicherung usw. Während z B. bei Wasserkraftanlagen in der Regel die mittelbaren Kosten überwiegen, herrschen bei Wärmekraftmaschinen normalerweise die unmittelbaren Betriebskosten vor.

Besonders wirtschaftlich gestaltet sich der Betrieb von Kraftanlagen, die mit einer Wärmeversorgung verbunden werden können. Von ausschlaggebendem Einfluß auf die Wahl der Betriebskraft ist deshalb die Frage, ob es sich um reinen Kraftbetrieb oder um einen Betrieb mit gemischtem Energiebedarf handelt. Der letztere Fall liegt vor bei Brauereien, Zuckerfabriken, chemischen Fabriken, Brikettfabriken, Papierfabriken, Webereien, Färbereien, Wäschereien, Badeanstalten usw. In allen diesen Betrieben wird außer Kraft auch Wärme zum Heizen, Kochen, Trocknen sowie zum Erwärmen von Luft und Wasser gebraucht. Daneben kom-

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

men noch die sogenannten Heizkraftwerke in Betracht. Hierher gehört vor allem die Vereinigung von Licht-Elektrizitätswerken und Fern-Heizwerken oder Fern-Warmwasserversorgungen. Für reinen Kraftbetrieb ist **die** Kraftmaschine die wirtschaftlichste, die unter Berücksichtigung sämtlicher Aufwendungen die PS_e-Stunde am billigsten liefert. Für Betriebe mit gemischtem Energiebedarf hingegen ist **die** Anlage die zweckmäßigste, die die Gesamtenergie, Kraft und Wärme, am wohlfeilsten erzeugt.

Durch die Anwendung hochgespannten Heißdampfes sowie durch die Einführung der Sauggas- und Dieselmaschinen ist der früher so bedeutende wirtschaftliche Vorsprung des zentralisierten Großbetriebes erheblich geringer geworden. Schon Kraftanlagen mittleren, ja selbst kleinen Umfanges ermöglichen heute einen einfachen und billigen Betrieb. Im nachfolgenden soll die Frage der zweckmäßigsten Betriebskraft vorwiegend in wirtschaftlicher Hinsicht behandelt werden. Auf andre, nicht selten ausschlaggebende Verhältnisse, wie die Einfachheit und Betriebsicherheit, den Raumbedarf, die Ueberlastungs- und Regelfähigkeit, die mehr oder weniger rasche Betriebsbereitschaft, die Geräuschlosigkeit, die Frage der Rauchbelästigung usw., kann hier nur nebenbei eingegangen werden[1]).

Reine Kraftbetriebe.

Wird eine Wärmekraftanlage gut ausgenutzt, so entfällt meistens der Hauptteil der Betriebskosten auf die Brennstoffausgaben, zumal bei hohen Brennstoffpreisen. Es sei deshalb zunächst von den Brennstoffen die Rede. Je niedriger unter sonst gleichen Verhältnissen deren Wärmepreis ist, desto geringer stellen sich, gleich günstige Ausnutzung im praktischen Betriebe vorausgesetzt, die Brennstoffausgaben für 1 PS_e-st. In Zahlentafel 1 sind für einige der gebräuchlichsten Brennstoffe der Heizwert, der jetzige Marktpreis in Deutschland und der Wärmepreis angegeben. Letzterer entspricht dem auf 10000 WE umgerechneten Brennstoffpreise.

Die in Zahlentafel 1 angegebenen Heizwerte sind als Mittelwerte aufzufassen. Insbesondere bei den festen Brennstoffen schwankt der Heizwert innerhalb ziemlich weiter Grenzen, je nach dem Wasser- und Aschengehalt, der Korngröße und der Lagerzeit. Bei den flüssigen Brennstoffen hingegen treten nur geringe Schwankungen im Heizwert auf. Da die Preise fester Brennstoffe unter sonst gleichen Verhältnissen von der Lage des Verbrauchsortes, der Korngröße und nicht zuletzt von der Verbrauchsmenge abhängig sind, so sind in Zahlentafel 1 jeweils ein unterer und ein oberer Wert angegeben. Bei flüssigen Brennstoffen ist der Preis weniger von der Lage des Verbrauchsortes abhängig, da hier die Fracht im Verhältnis zum Gestehungspreis weniger ins Gewicht fällt, desto mehr aber von den schwankenden Marktverhältnissen sowie von der Verbrauchsmenge.

Zahlentafel 1.

Gewichts- und Wärmepreis verschiedener Brennstoffe.

	Heizwert rd. WE	Preis für 100 kg (bezw. für 1 cbm) frei Verbrauchstelle ℳ	Wärmepreis für 10000 WE frei Verbrauchstelle rd. ₰
Steinkohle (hochwertig)	7500	1,60 bis 2,80	2,1 bis 3,7
Anthrazit	8000	2,30 » 3,90	2,9 » 4,9
Braunkohle (hochwertig)	5000	0,90 » 2,20	1,8 » 4,4
Braunkohle (minderwertig)	2500	0,55 » 1,10	2,2 » 4,4
Benzin (zollfrei)	10300	30 » 40	29,1 » 38,8
Benzol	9300	25 » 26	26,9 » 28,0
Gasöl	10000	10 » 15	10,0 » 15,0
Steinkohlenteeröl	8800	4 » 6	4,6 » 6,8
Brennspiritus 90 Vol.-vH	5400	46 » 48	85,2 » 89,0
Motorspiritus mit 20 vH Benzol	6280	26 » 28	41,4 » 44,6
Naphthalin (Sorte 1)	9300	10 12	10,8 » 12,9
desgl. (Sorte 2)[2])	9300	7 » 9	7,5 » 9,7
Leuchtgas	5000	0,10 bis 0,15 ℳ/cbm	20 » 30
Hochofengas (Gichtgas)	900	0,001 » 0,002 »	1,1 » 2,2
Koksofengas	4000	0,004 » 0,008 »	1,0 » 2,0

[1]) In dieser Hinsicht sei hier auf das Werk des Verfassers »Die zweckmäßigste Betriebskraft«, Sammlung Göschen, 2. Auflage, verwiesen.

[2]) Diese Sorte Naphthalin ist weniger rein als Sorte 1, eignet sich jedoch wohl ebenso gut wie diese zum Motorenbetrieb, da die Verunreinigungen in der Hauptsache im Verflüssigersieb zurückgehalten werden.

Der billigste Wärmepreis ergibt sich, abgesehen von dem auf Hüttenwerken und Kokereien als Nebenerzeugnis gewonnenen Gicht- und Koksofengas, für feste Brennstoffe, und zwar für Stein- und Braunkohlen. Bei flüssigen Brennstoffen stellt sich der Wärmepreis durchweg höher. Den niedrigsten Preis weist hier das beim Verkoken von Steinkohle abfallende Teeröl auf, den höchsten der Spiritus. Daraus geht hervor, daß unter Voraussetzung gleich guter Ausnutzung die Krafterzeugung mit festen Brennstoffen erheblich billiger als die mit flüssigen und gasförmigen sein müßte.

Nun ist aber in Wirklichkeit zu berücksichtigen, daß die Wärmeausnutzung in den verschiedenen Kraftmaschinen wesentlich verschieden ist. Bei Verbrennungsmaschinen wird die Wärme infolge der unmittelbar im Arbeitszylinder vor sich gehenden Energieumwandlung bedeutend besser ausgenutzt als bei Dampfmaschinen, wie Zahlentafel 2 zahlenmäßig zum Ausdruck bringt. In dieser sind der Wärmeverbrauch für 1 PS_e-st und die gesamte Wärmeausnutzung für verschiedene Kraftmaschinen zusammengestellt; die kleineren Verbrauchzahlen gelten für vorzüglich ausgeführte und bediente Maschinenanlagen von mittlerer und großer Leistung, während sich die höheren Verbrauchzahlen auf kleine und solche Maschinen beziehen, deren Ausführung, Instandhaltung und Bedienung weniger gut ist. Wo es sich um Kraftbetriebe mit Abwärmeverwertung handelt, sind, wie im folgenden Abschnitte gezeigt wird, bei voller Verwertung der Abwärme die Dampf- und die Verbrennungsmaschine in thermischer Hinsicht einander ziemlich gleichwertig.

Zahlentafel 2.

Wärmeverbrauch und Wirkungsgrad verschiedener Kraftmaschinen.

Art der Kraftmaschine	Wärmeverbrauch WE/PS_e-st	Gesamt-Wärmeausnutzung vH
Heißdampf-Auspuffmaschine einschließlich Kesselanlage	7000 bis 10000	6,3 bis 9
Heißdampfmaschine oder Dampfturbine mit Kondensation einschließl. Kessel	3500 » 7000	9 » 18,1
Dieselmaschine	1800 » 2000	31,6 » 35,1
Gasmaschine mit Gaserzeuger (Sauggasanlage)	2800 » 3600	17,6 » 22,6
Gasmaschine ohne Gaserzeuger	2300 » 2600	24,3 » 27,5
Benzinmotor	2800 » 4000	15,8 » 22,6
Benzolmotor, Leuchtgasmotor	2200 » 3500	18,1 » 28,7
Spiritusmotor	2000 » 2800	22,6 » 31,6

Fig. 1 bis 3 geben ein ungefähres Bild von dem Einflusse der Maschinengröße auf den Wärmeverbrauch für 1 PS_e-st im Beharrungszustand, und zwar stellen sie jeweils den Wärmeverbrauch dar, der sich unter Voraussetzung dauernd höchster Belastung bei Versuchen auf dem Prüfstand oder bei Abnahmeversuchen erreichen läßt. Kennzeichnend ist hierbei, daß sich der Wärmeverbrauch für 1 PS_e-st bei Verbrennungsmaschinen und bei Heißdampflokomobilen bis herunter zu den kleinen Ausführungen nur wenig mit der Maschinengröße ändert, bei ortfesten Dampfanlagen dagegen unter etwa 200 PS ziemlich erheblich. Daß insbesondere bei Dampfanlagen der Wärmeverbrauch außer von der Maschinengröße auch vom Ueberdruck und von der Temperatur des Dampfes sowie vom Gegendruck abhängig ist, sei hier nur nebenbei erwähnt.

Fig. 1.

Spezifischer Wärmeverbrauch von Dampfkraftanlagen mit Kondensation einschl. Kesselanlage im Beharrungszustande, bezogen auf die höchste Dauerleistung, in Abhängigkeit von der Maschinengröße (Versuchswerte).

Fig. 2.

Spezifischer Wärmeverbrauch von Diesel- und Sauggasanlagen im Beharrungszustande, bezogen auf die höchste Dauerleistung, in Abhängigkeit von der Maschinengröße (Versuchswerte).

Fig. 3.

Spezifischer Wärmeverbrauch von Leuchtgas-, Benzin-, Benzol- und Naphthalinmotoren, bezogen auf die höchste Dauerleistung, in Abhängigkeit von der Maschinengröße (Versuchswerte).

Da eine Kraftmaschine im allgemeinen nicht immer gleichmäßig, sondern teils unter, teils über ihrer Normalleistung zu arbeiten hat, so ist ihr spezifischer Wärmeverbrauch durchweg höher, als in Fig. 1 bis 3 angegeben. Ein Bild von dem Mehrverbrauche geben Fig. 4 bis 9 [1]). Dabei ist vorausgesetzt, daß die Zahl der Maschinen- und Kesselsätze sowie die Größe der Rostfläche nicht geändert wird. Die geringste Zunahme im Wärmeverbrauch infolge von Unterbelastung weisen nach Fig. 4 bis 9 Heißdampflokomobilen, Dieselmotoren und Dampfturbinenanlagen auf, die größte Zunahme dagegen Gasmotoren und Sauggasanlagen.

Um den wirklichen Betriebsverbrauch zu bekommen, hat man sodann bei Dampfkraft- und Sauggasanlagen zu dem Wärmeverbrauch im Beharrungszustande, wie er sich bei Garantieversuchen erzielen läßt, noch einen

Fig. 4.

Mittlerer prozentualer Mehrverbrauch von Kondensations-Dampfmaschinenanlagen an Dampf und Brennstoff bei Teilbelastungen, bezogen auf 1 PS_e-st.

Fig. 5.

Mittlerer prozentualer Mehrverbrauch von Heißdampf-Kondensations-Lokomobilen an Brennstoff bei Teilbelastungen, bezogen auf 1 PS_e-st.

Fig. 6.

Mittlerer prozentualer Mehrverbrauch von Dampfturbinenanlagen an Dampf und Brennstoff bei Teilbelastungen, bezogen auf 1 PS_e-st.

[1]) Fig. 1 bis 9 sind zum Teil auf Grund von Prüfstand- und Abnahmeversuchen aufgezeichnet, die im Laufe der letzten Jahre unter Leitung des Verfassers ausgeführt worden sind.

gewissen Wärmebetrag für Anheizen, Durchbrand, Strahlungs- und Leitungsverluste in den Betriebspausen zuzuschlagen. Hierzu kommt bei Dampfanlagen noch der Mehrverbrauch durch unsachgemäße Feuerbedienung und durch schlechte Instandhaltung, bei Sauggasanlagen der durch Nachbrennen infolge falscher Einstellung der Steuerung oder Zündung. Diese Betriebszuschläge betragen je nach Maschinenart, Belastung, Güte der Wartung und je nach der Betriebsdauer bei Dampf-

Fig. 7.

Mittlerer prozentualer Mehrverbrauch von Gas- und Flüssigkeitsmotoren an Brennstoff bei Teilbelastungen, bezogen auf 1 PS_e-st.

Fig. 8.

Mittlerer prozentualer Mehrverbrauch von Sauggasanlagen an Brennstoff bei Teilbelastungen, bezogen auf 1 PS_e-st.

Fig. 9.

Mittlerer prozentualer Mehrverbrauch von Dieselmotoren an Brennstoff bei Teilbelastungen, bezogen auf 1 PS_e-st.

anlagen 20 bis 50 vH und bei Sauggasanlagen 20 bis 35 vH von dem Wärmeverbrauch im Beharrungszustande. Bei kurzer Betriebsdauer können die Zuschläge unter Umständen noch größer ausfallen.

Bei Dieselmaschinen deckt sich erfahrungsgemäß der Brennstoffverbrauch im Betriebe fast vollständig mit den gewährleisteten Werten bezw. mit den bei Versuchen festgestellten Verbrauchzahlen. Dagegen sind bei Leuchtgas-, Benzin- und Benzolmotoren 5 bis 10 vH zuzuschlagen, weil diese Motoren im praktischen Betriebe nicht immer auf ihren günstigsten Verbrauch eingestellt sind.

Den geringsten Wärmeverbrauch und die beste Wärmeausnutzung weisen Rohöl- und Dieselmaschinen auf, die schlechteste Wärmeausnutzung hingegen Dampfkraftanlagen. Während bei den letzteren bis zu rd. 1/6 der Brennstoffwärme in Nutzarbeit umgewandelt werden kann, läßt sich bei Verbrennungsmaschinen bis zu 1/3 der Brennstoffwärme, also etwa das Doppelte, nutzbar machen. Damit hängt es zusammen, daß Dieselmaschinen trotz des höheren Wärmepreises der verwendeten Treiböle doch meist geringere Brennstoffkosten als Dampfmaschinen verursachen.

Etwa ebenso billig wie Dieselmaschinen arbeiten Sauggasanlagen. Ihre Bedeutung und Anwendung ist jedoch seit der allgemeineren Einführung der Dieselmaschinen wesentlich zurückgegangen. Sauggasanlagen empfehlen sich heute nur noch dort, wo billige Brennstoffe zur Verfügung stehen, wie z. B. Koks-, Anthrazit- und Holzkohlenabfälle. Auch dort, wo billige Braunkohlenbriketts, billiger Torf oder Koks oder billiger Anthrazit vorhanden ist, kann die Sauggasanlage hinsichtlich der Brennstoffkosten mit dem Diesel-Teerölmotor erfolgreich in Wettbewerb treten. Dabei hat die Sauggasanlage noch den Vorzug, daß sie bei entsprechender Bemessung der Gaserzeugeranlage gleichzeitig Heizgas, z. B. zum Betrieb einer Lötanlage, zum Betrieb von Härtöfen, Trockenöfen, zum Erwärmen von Radreifen und dergl. sowie etwa zum Betrieb einer Fernheizung liefern kann; denn Generatorgas läßt sich auf größere Entfernungen bequemer und billiger fortleiten als Dampf.

Man kann heute sagen, daß in den meisten Gegenden Deutschlands in Fällen, in denen es sich um reine Krafterzeugung handelt, die Dieselmaschinen in bezug auf die Brennstoffkosten unsere wirtschaftlichsten Kraftmaschinen sind, sofern für größere Einheiten Steinkohlenteeröl oder vielleicht der im Preise noch billigere Steinkohlenteer oder Gasölteer verwendet wird[1]). Dieselmaschinen von weniger als etwa 50 bis 100 PS (je nach dem Belastungsfaktor) werden für gewöhnlich besser mit Gasöl betrieben. Der Teerölbetrieb ist hierfür zurzeit deswegen weniger zu empfehlen, weil hierbei die Motoranlage doch etwas verwickelter und empfindlicher wird, und weil bei kleineren Motoren der Anteil der Brennstoffausgaben an den gesamten Betriebskosten an sich geringer ist, so daß hier schon aus diesem Grunde die Annehmlichkeiten des reinen Gasölbetriebes zu dessen Gunsten sprechen. Das Teeröl fängt vielfach schon bei Temperaturen von etwa + 5°C an, dickflüssig zu werden, und verlangt deshalb bei niedrigen Temperaturen besondere Anwärmvorrichtungen. Es hat sodann noch die unangenehme Eigenschaft, daß es infolge seines Schwefelgehaltes die meisten Metalle angreift, und endlich verschmutzt der Motor bei Betrieb mit Teeröl immerhin leichter als mit Gasöl, was schon aus dem etwas größeren Brennstoff- bezw. Wärmeverbrauch bei Teerölbetrieb hervorgeht. Aus allen diesen Gründen empfiehlt sich die Verwendung von Teeröl nur für größere Motoren. Für diese aber bedeutet das Teeröl ein Betriebsmittel, das für die Zukunft der deutschen Kraftwirtschaft von größter Bedeutung ist.

Aus den vorstehenden Darlegungen darf nicht etwa gefolgert werden, daß die Maschine, die die geringsten Brennstoffkosten verursacht, auch immer die wirtschaftlichste ist, da die übrigen Kosten, nämlich die Kapitalkosten und die Betriebsführungskosten, das ganze Bild wieder verschieben können. Dies tritt nach Fig. 10 und 11 insbesondere dann ein, wenn der Ausnutzungsfaktor der betreffenden Anlage gering ist, sei es, daß die Maschine nur schwach belastet ist, oder daß es sich um kurze Betriebzeiten oder um Aushülfsanlagen handelt. In diesem Falle spielen die Brennstoffkosten gewöhnlich nicht die entscheidende Rolle wie die Kapitalkosten[2]). Wenn beispielsweise ein großes Elektrizitätswerk die Wahl hat zwischen einer Dieselmaschine und der in der Anschaffung meist wesentlich billigeren Dampfturbinen-

[1]) Mit Steinkohlenteer und Gasölteer liegen bereits im praktischen Dauerbetrieb ausgeführte Versuche vor, die nach Wissen des Verfassers ganz günstige Ergebnisse geliefert haben.

[2]) Vergl. auch die Ausführungen von Kutzbach, Z. 1911 S. 1352.

Fig. 10.

Kosten des PS_e-Jahres für einen durchschnittlich $^3/_4$ belasteten 200pferdigen Teeröl-Dieselmotor, ausschließlich Wasserkosten, in Abhängigkeit von der jährlichen Betriebsdauer, bei einem Preis des Teeröles von 4,50 ℳ für 100 kg (Zahlentafel 33).

Fig. 11.

Kosten der PS_e-Stunde für einen durchschnittlich $^3/_4$ belasteten 200pferdigen Teeröl-Dieselmotor, ausschließlich Wasserkosten, in Abhängigkeit von der jährlichen Betriebsdauer, bei einem Preis des Teeröles von 4,50 ℳ für 100 kg (Zahlentafel 33).

anlage, so werden bei niedrigem Ausnutzungsfaktor die geringeren Kapitalkosten der Dampfturbine die Entscheidung zu deren Gunsten herbeiführen, insbesondere, wenn die örtlichen Brennstoffpreise niedrig sind. Dagegen werden bei hohem Ausnutzungsfaktor und hohem örtlichem Wärmepreis die geringeren Brennstoffkosten des Dieselmotorenbetriebes die Entscheidung zugunsten des letzteren beeinflussen.

Daß eine Dampfanlage dort zu bevorzugen ist, wo Betriebsabfälle, wie Hobel- und Sägespäne, Stroh, Lohe usw., gegebenenfalls mit Kohlen vermischt, verfeuert werden können, sowie dort, wo die Einrichtung einer Müllverbrennung geplant ist, sei nur nebenbei erwähnt.

Zugunsten der Dampfanlage spricht nicht selten auch deren große Ueberlastbarkeit. Während Verbrennungsmaschinen, wenigstens bei der heutigen Geschäftslage, in der Regel nur mit einer vorübergehenden Ueberlastung von 10 bis 20 vH über ihre Normalleistung (hier Dauerleistung) verkauft werden, haben Dampfanlagen eine dauernde Ueberlastungsfähigkeit von 20 bis 30 vH und vorübergehend noch erheblich mehr. Dies ist besonders für solche Betriebe wertvoll, die oft nur für kurze Zeit eine größere Kraft erfordern.

Außerdem ist nicht zu verkennen, daß im allgemeinen die Dampfkraftanlage von der Verbrennungsmaschinenanlage in bezug auf Betriebsicherheit, trotz der hohen technischen Vollkommenheit der heutigen Verbrennungsmaschine, nicht erreicht wird[1]). Ist eine Verbrennungsmaschine schlecht konstruiert und ausgeführt, oder wird sie mangelhaft eingestellt und bedient, so versagt sie leicht ihren Dienst, während eine Dampfanlage selbst unter ungünstigen Verhältnissen ihre Leistung hergibt, wenn auch im allgemeinen auf Kosten ihrer Wirtschaftlichkeit. Die Dampfkraftmaschine ist, ebenso wie die Wasserkraftmaschine oder die Druckluftmaschine, insofern betriebsicherer, als sie mit einem Betriebsmittel arbeitet, das unter Druck steht. Bei der Verbrennungsmaschine hingegen muß die treibende Kraft erst in der Maschine selbst erzeugt werden. Sind die Bedingungen für die Erzeugung dieser Kraft nicht erfüllt, so versagt die Verbrennungsmaschine eben ihren Dienst. Bei richtiger sachverständiger Wartung und bei einwandfreier Konstruktion und Ausführung der Maschine sind aber diese Bedingungen heute leicht zu erfüllen, so daß unter dieser Voraussetzung beide Maschinenarten als gleichwertig gelten können[2]).

Verbrennungsmaschinen haben im übrigen den Vorzug rauch- und rußfreien Betriebes, geringen Platzbedarfes, geringen Wasserverbrauches und nicht zuletzt den Vorteil, daß sie stets betriebsbereit und in jedem Raum aufstellbar sind. Nach Wissen des Verfassers bestehen nur bei Sauggasanlagen an manchen Orten Vorschriften, die bei der Aufstellung zu berücksichtigen sind. Auch ist hier der Motor mit Rücksicht auf den Gaserzeuger nicht jederzeit betriebsbereit. Der Umstand, daß Verbrennungsmaschinen von der Revisionspflicht frei sind, bedeutet ohne Zweifel einen Vorzug, wenngleich nicht zu verkennen ist, daß die Revision für manchen Betrieb segensreich wirkt, insofern sie die Wirtschaftlichkeit mittelbar verbessert.

An dieser Stelle sei auch erwähnt, daß man bei Dampfanlagen nicht von einem bestimmten Brennstoff abhängig ist, was im Falle von Streiks oder sonstigen Störungen in der Kohlenzufuhr sehr wertvoll sein kann. Anderseits hat auch der Dieselmotor den Vorzug, unabhängig von dem Brennstoffe der Dampfzentralen zu sein; dabei erfordert das Abfüllen und die Zufuhr des Treiböles nur wenig Bedienung.

Im Falle der Wahl einer Dampfanlage sind im allgemeinen für kleine Leistungen die Lokomobile, für mittlere Leistungen diese oder die ortfeste Kolbendampfmaschine und für große Leistungen, schon aus rein betriebstechnischen Gründen, in erster Linie die Dampfturbine zu empfehlen, und zwar letztere vor allem dort, wo es sich um den unmittelbaren Antrieb raschlaufender Maschinen handelt. Insbesondere die Heißdampflokomobile hat es heute zu einem so hohen Grade technischer und thermischer Vollkommenheit gebracht, daß sie in bezug auf Wirtschaftlichkeit sogar an Großbetriebe heranreicht. Für vorübergehende und Aushülfsbetriebe ist die Lokomobile die geeignetste Wärmekraftmaschine, da sie keine größeren Fundamente erfordert, in kürzester Zeit aufgestellt und nach Gebrauch leicht wieder verkauft werden kann.

[1]) Betriebsicherheit hat hierbei die Bedeutung von »Zuverlässigkeit des Ganges«. Denn hinsichtlich der Sicherheit der Umgebung stellt sich das Verhältnis zugunsten der Verbrennungsmotorenanlage, was schon daraus hervorgeht, daß diese für gewöhnlich keiner behördlichen Genehmigung bedarf.

[2]) Vergl. auch Z. 1912 S. 1291.

Bei Verbrennungsmaschinen wird man sich für kleinere Anlagen in der Regel zwischen Leuchtgas-, Benzin- oder Naphthalinmotoren zu entscheiden haben. Für mittlere und größere Anlagen hingegen sind Dieselmaschinen oder unter Umständen Gasmaschinenanlagen zu bevorzugen. Insbesondere die Dieselmaschinen entwickeln sich heute in raschem Fortschritt auch zu Großkraftmaschinen. Für Betriebe mit stark und plötzlich wechselnder Belastung sind Sauggasanlagen im allgemeinen nicht zu empfehlen, da sie über eine nennenswerte Gasreserve nicht verfügen und der Gaserzeuger seinen Wärmezustand nicht plötzlich zu ändern vermag.

Für große Kraftanlagen kann sich die Vergasung des Brennstoffes schon deswegen empfehlen, weil alsdann die Möglichkeit besteht, wertvolle Nebenerzeugnisse zu gewinnen. Dies sind der in der Kohle enthaltene Stickstoff und der Teer. Von dem im Mittel etwa 1 vH betragenden Stickstoffgehalt der Kohle lassen sich bis zu 80 vH in Form von schwefelsaurem Ammoniak gewinnen, das vorwiegend als Düngemittel an Stelle des Chilesalpeters verwandt wird. Der abfallende Teer zeichnet sich durch seinen verhältnismäßig hohen Wasserstoffgehalt aus und nähert sich, sofern es sich um Steinkohlenteer handelt, hinsichtlich seiner Zähflüssigkeit dem dünnen Teer der senkrechten oder Kammeröfen der Leuchtgasanstalten. Er eignet sich daher — außer für die Verarbeitung in chemischen Fabriken — für Kessel- und sonstige Feuerungen, unter Umständen auch für den Betrieb von Dieselmotoren. Die Gewinnung von Nebenerzeugnissen erscheint allerdings nur dort wirtschaftlich, wo es sich um große, möglichst dauernd betriebene Anlagen handelt und wo ein billiger Brennstoff zur Verfügung steht. Je nach dessen Preis und Zusammensetzung kann der Erlös aus dem schwefelsauren Ammoniak und dem Teer den größten Teil der Brennstoffkosten decken.

Ob sich eine Kohle für die Gewinnung von Nebenerzeugnissen eignet, ist vor allem eine Gaserzeugerfrage. Selbst bei niedrigem Preis und hohem Stickstoffgehalt des Brennstoffes ist ein wirtschaftlicher Betrieb nicht zu erreichen, wenn sich infolge schlechten Ganges des Gaserzeugers kein oder doch nur wenig Ammoniak bei der Vergasung bildet, oder wenn das entstandene Ammoniak im Gaserzeuger wieder zu Stickstoff und Wasserstoff zerfällt. Anderseits erfordern minderwertige und stark backende Kohlen selbst bei mechanischer Entfernung der Asche und Schlacke durch Drehroste oder andre Einrichtungen zuweilen soviel Nachhülfe von Hand, daß die Kosten der Bedienung einen sehr großen Teil des Erlöses aus dem Verkauf der Nebenerzeugnisse wieder aufzehren.

Das erzeugte Gas kann man entweder in Gasmaschinen oder in Kesselfeuerungen ausnutzen. Letzteres erscheint allerdings weniger vorteilhaft, da man bei vorheriger Vergasung der Kohle infolge der Gewinnung von Nebenerzeugnissen etwa 33 bis 35 vH an Heizkraft einbüßt und außerdem Dampf für den Gaserzeuger, zum Einkochen der Sulfatlauge und für die Hülfsmaschinen (Gebläse, Pumpen usw.) gebraucht, so daß über 50 vH mehr Brennstoff zur Erzeugung einer bestimmten Dampfmenge erforderlich sind, als bei unmittelbarer Verfeuerung der Kohle unter dem Dampfkessel. Dazu kommen noch die verhältnismäßig hohen Kosten für die Gaserzeugeranlage.

Anders, wenn man das Gas zum Betriebe von Gasmaschinen verwendet. Hier treten durch den Wegfall der Dampfkessel und ihrer Verluste, durch den höheren thermischen Wirkungsgrad der Gasmaschinen und durch die Möglichkeit, den für den Gaserzeuger erforderlichen Dampf aus der Auspuffwärme der Gasmaschinen zu erzeugen, so wesentliche Ersparnisse gegenüber dem Dampfbetrieb ein, daß sich die mit der Gewinnung von Nebenerzeugnissen verbundenen Mehrkosten erheblich besser bezahlt machen.

Ein weiterer Umstand, der für das vorherige Vergasen des Brennstoffes sprechen kann, ist die Vermeidung von Rauch und Ruß.

Um die Vorteile des Dampf- und Verbrennungsmaschinenbetriebes miteinander zu vereinigen, kann sich unter Umständen für größere Werke eine aus beiden Maschinenarten zusammengesetzte Kraftanlage als zweckmäßig erweisen, wobei der gleichbleibende Teil der Belastung auf Verbrennungsmaschinen, der veränderliche dagegen auf Dampfmaschinen, insbesondere Turbinen, übertragen wird. Da die während weniger Stunden des Tages auftretenden Spitzen der Belastung einem kleinen Ausnutzungskoeffizienten entsprechen, so ist hierfür die in der Anschaffung billige Dampfanlage wirtschaftlicher als die Verbrennungsmaschinenanlage. Verbrennungsmaschinen, z. B. Dieselmotoren, kommen höchstens dann für eine nur zeitweilige Benutzung in Betracht, wenn auf sofortige Betriebsbereitschaft besonderer Wert gelegt wird. Im übrigen ist jedoch die Dampfkraftmaschine die zweckmäßigste Spitzen- und Aushülfsmaschine. In den meisten Fällen allerdings dürfte auf die durch eine Vereinigung von Dampf- und Verbrennungsmaschinen erreichbaren wirtschaftlichen Vorteile zugunsten der Einheitlichkeit und Einfachheit des Betriebes zu verzichten sein.

Abwärmekraftmaschinen, auch Kaltdampfmaschinen genannt, sind seit Einführung der Abdampfturbinen ganz aus der Praxis verschwunden. Hierzu hat vor allem der Umstand beigetragen, daß alle außer dem Wasser in Betracht kommenden Wärmeträger unerwünschte Eigenschaften haben.

Die Elektromotoren endlich sind keine Kraftmaschinen im eigentlichen Sinne, denn sie sind nur dort anwendbar, wo ein Elektrizitätswerk und ein Verteilungsnetz vorhanden sind. Auf die infolge des heftigen Wettbewerbes lebhaft umstrittene Frage »Wärmekraftmaschine oder Elektromotor« soll in einem späteren Abschnitt besonders eingegangen werden.

Druckluftmotoren werden seit der Einführung der Elektrizität höchstens noch für Tunnelbauten und dergl. angewendet. Andre Motoren, wie Sonnenmotoren, Ebbe- und Flutmotoren, Wellenmotoren, kommen, wenigstens bei den heutigen Brennstoffpreisen, für die Krafterzeugung nicht ernstlich in Betracht. Dagegen ist anzunehmen, daß sie in der Kraftwirtschaft der Zukunft, wenn die Brennstoffvorräte der Erde erschöpft sind, noch eine wichtige Rolle spielen werden.

(Fortsetzung folgt.)

Grundlagen für die Untersuchung von Zweitaktmaschinen.[1]

Von Professor **P. Meyer** in Delft.

Neue Erscheinungen bedürfen zur wissenschaftlichen Behandlung neuer Grundlagen. Nun ist die Zweitaktmaschine sicher nicht mehr neu, aber ihre wissenschaftliche Untersuchung und Behandlung ist sehr im Rückstande. Die bekannten Bücher über Verbrennungsmaschinen, theoretischer oder mehr konstruktiver Richtung, schweigen sich ebenso wie die Fachzeitschriften über den Zweitakt mehr oder weniger aus. Die Konstruktion ist der kritischen Untersuchung weit vorausgeeilt, so daß der Konstrukteur die sichere Stütze missen muß, die ihm wissenschaftliche Untersuchung gewähren kann.

Gründe für diese Erscheinung sind wohl zu finden. Die Bedeutung des Zweitaktes war bei den Gemischmaschinen verhältnismäßig gering, der Viertakt blieb bei weitem vorherrschend. Erst jetzt beginnt mit den für Zweitakt mehr geeigneten Einspritzmaschinen besonders auch durch die Bedürfnisse der Schiffahrt seine Bedeutung anzuwachsen. Ferner ist die Untersuchung gerade beim Gemischzweitakt schwierig, aber auch noch beim Einspritzzweitakt schwieriger als beim Gemischviertakt.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Verbrennungskraftmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Da die wissenschaftliche Behandlung der dem Zweitakt eigentümlichen Vorgänge ein Bedürfnis ist, so unternehme ich es im folgenden, Grundlagen hierfür zu entwickeln. Es sollte mich freuen, wenn meine Arbeit einer Zersplitterung der wissenschaftlichen Ausdrucksweise auf diesem Gebiete vorbeugen würde und wenn ihr Richtlinien für die Untersuchungen entnommen würden.

Der Einfachheit halber spreche ich zuerst nur von den Einspritzmaschinen, bei denen für den Spülvorgang nur Luft in Frage kommt.

Ich beginne mit Zergliederung der Vorgänge, die dem Zweitakt eigentümlich sind, dabei dem Wege folgend, den auch das Arbeitsmittel nimmt. Demgemäß hätte ich mich zuerst mit der Spülpumpe zu befassen, aber ich sehe hiervon ab, da die Spülpumpe auch in Verbindung mit der Maschine immer nur ein Kompressor bleibt und eine Vereinbarung über die Regeln für Leistungsversuche an Kompressoren und Ventilatoren in Kürze zu erwarten ist.

Danach komme ich an das Wesentliche des Zweitaktes, den Spül- und Ladevorgang. Beide sind nicht voneinander zu trennen und ich fasse sie daher unter der Bezeichnung **Spülvorgang** zusammen.

Dieser Vorgang verläuft stets so, daß nach Entspannung der Abgase Spülluft an einer Stelle des Arbeitzylinders eintritt und daß dadurch Ausströmung an einer andern Stelle des Zylinders hervorgerufen wird. Natürlich liegt die Absicht vor, mit möglichst wenig Luft die Verbrennungsgase so vollständig wie möglich auszutreiben und möglichst viel Luft im Zylinder zu behalten, wobei sich ein Verlust an Luft allerdings kaum vermeiden läßt. Meist wird nur ein Teil der aufgewendeten Luft als Verbrennungsluft im Zylinder zurückbleiben. Abhängig ist die Größe des verbleibenden Teiles von der aufgewendeten Luftmenge und von der Anordnung der Ein- und Auslaßöffnungen, von Wandtemperaturen u. a. m.

Um für die aufgewendete Luftmenge einen Vergleichmaßstab zu haben, beziehe ich ihren Rauminhalt bei 15° und 1 kg/qcm auf den Hubraum des Arbeitzylinders und bezeichne das sich daraus ergebende Verhältnis als den **Luftaufwand**. Der Konstrukteur muß ferner wissen, ein wie großer Teil der Spülluftmenge für den Verbrennungsvorgang im Zylinder verbleibt. Ich möchte diesen Teil als **nutzbare Spülluft** und ihr Verhältnis zur gesamten Spülluft als **Nutzbarkeit der Spülluft** bezeichnen.

Hieraus geht noch nicht hervor, ein wie großer Teil der bei Beginn der Verdichtung im Zylinder eingeschlossenen Gase auf frisch eingeführte Spülluft entfällt. Durch das Raumverhältnis dieses Teiles zum Ganzen wird erst ausgedrückt, welche Wirkung das Spülen gehabt hat. Die Bezeichnung **Spülwirkungsgrad** erscheint mir dafür angemessen. Er soll das Verhältnis zwischen der im Zylinder zurückgehaltenen Spülluft und dem Gesamtgasinhalt angeben. Dadurch ist noch nicht die Menge der im Zylinder eingeschlossenen Frischluft gegeben, wenn sie auch aus der Nutzbarkeit der Spülluft berechnet werden kann, sofern die von der Pumpe gelieferte Luftmenge bekannt ist. Da aber die Ermittlung auch auf anderm Wege erfolgen kann, und außerdem eine unmittelbare Beziehung zum Arbeitzylinder wünschenswert scheint, so will ich den Begriff des **Ladeverhältnisses** dafür wählen. Es soll das Verhältnis von Rauminhalt der frisch zugeführten Luft bei 15° und 1 kg/qcm Spannung zu Hubraum des Arbeitzylinders ausdrücken. Die Temperatur von 15° und der Druck von 1 kg/qcm = 737,4 mm Q.-S. verdienen den Vorzug für technische Messungen. Dieser Zustand ist auch im Taschenbuch der »Hütte« bei der Mechanik der Gase zugrunde gelegt, dagegen ist bei den Kompressoren der Normalzustand von 0° und 760 mm und bei den Verbrennungsmaschinen von 0° und 735,5 mm benutzt. Ich habe die Luftmenge auf den Hubraum und nicht auf den gesamten Zylinderraum bezogen, was, wie ich zugebe, unter manchem Gesichtspunkte folgerichtig erscheinen kann, denn es handelt sich z. B. darum, nicht den Hubraum, sondern den ganzen Zylinder auszuspülen; aber ich ziehe den Vergleich mit dem Hubraum vor, da dieser einfacher und genauer meßbar oder meist schon bekannt ist. Ich wahre damit außerdem die Uebereinstimmung des **Ladeverhältnisses** mit dem **Lieferungsgrad** der Kompressoren, bei denen gleichfalls die reduzierte Luftmenge auf den Hubraum bezogen wird, ebenso wie ich auch Uebereinstimmung mit den Viertaktmaschinen wahre.

Leider sind bei diesen in dem Buch von Güldner sowie durch den Abschnitt über Verbrennungsmaschinen in der »Hütte« der **volumetrische Wirkungsgrad** und der **Lieferungsgrad** nicht auseinandergehalten. Da der volumetrische Wirkungsgrad in der Form, wie er für Kompressoren gebraucht wird, bei Maschinen weniger Interesse bietet und der Ausdruck Lieferungsgrad bei Verbrennungsmaschinen überhaupt nicht am rechten Orte erscheint, so benutze ich die Gelegenheit, auch für Viertaktmaschinen den Begriff Ladeverhältnis entsprechend der schon gegebenen Erklärung vorzuschlagen. Da ich ferner, ich weiß nicht mehr wo, gefunden habe, daß jemand bei Bestimmung des mittleren indizierten Druckes die Schlitzstrecke abziehen zu müssen glaubte, so möchte ich auch hiervor warnen. Erstens weiß man nie genau, wann die Schlitze geschlossen werden, ob nämlich durch Ueberlaufen der Kolbenkante oder des ersten Ringes, und außerdem müßte auch die Sicherheit bestehen, daß der Einlaß spätestens gleichzeitig geschlossen wird, was auch nicht immer zutrifft. Der **volle Hub** bezw. **volle Hubraum** bleibt die beste Bezugseinheit.

Fig. 1. Spülvorgang bei Einlaß- und Auslaßschlitzen.

Fig. 2. Spülvorgang bei Einlaßventilen und Auslaßschlitzen.

Daß die von mir aufgestellten Begriffe notwendig und auch zweckmäßig sind, kann am besten ein Beispiel erläutern.

Es wird ein Versuch gemacht, durch allmähliches Vergrößern des **Luftaufwandes** die zweckmäßigste Luftmenge zu finden. So lange noch sehr wenig Spülluft gebraucht wird, kann die **Nutzbarkeit** gleich 1 sein, da die Luft die Auslaßöffnungen nicht erreicht und vollständig im Zylinder bleibt. Der **Spülwirkungsgrad** wird bei diesem Versuch umgekehrt mit einem kleinen Wert beginnen, und es ist denkbar, daß er schließlich auf 1 gebracht wird, das heißt, daß die Abgase ganz ausgetrieben werden. Die Nutzbarkeit der Spülluft ist dann aber schon längst unter 1 heruntergegangen. Ein bestimmter, allgemein gültiger Zusammenhang

zwischen beiden Zahlenwerten besteht nicht. Wahrscheinlich wird z. B. bei der bekannten Anordnung der Ein- und Auslaßöffnungen, Fig. 1, der Luftverlust schon beginnen, wenn der Luftaufwand und der Spülwirkungsgrad noch recht klein sind. Man wird ferner sehr viel Luft aufwenden müssen, wenn man den Spülwirkungsgrad dem Höchstwert 1 einigermaßen nähern will. Wahrscheinlich, um mich vorsichtig auszudrücken, liegen diese Verhältnisse bei der Anordnung nach Fig. 2 günstiger. Jedenfalls geben die beiden Wirkungsgrade in ihrem Verlauf ein treffendes Bild des Wertes der beiden Konstruktionen mit bezug auf den Luftaufwand und die Spülwirkung.

Anderseits ist in diesen beiden Wirkungsgraden noch nicht das Ladeverhältnis enthalten, bei dem auch der Einfluß von Druck und Temperatur ausgeschaltet ist. So kann das Ladeverhältnis selbst größer werden als 1, was jedoch nur bei Druckerhöhung zu erwarten ist, da die Temperatur jedenfalls immer über der normalen liegen wird.

Kurz zusammengefaßt kann man sagen, der Luftaufwand bezeichnet die Größe der aufgewandten Mittel, die Nutzbarkeit der Spülluft bezeichnet die Ausnutzung dieser Mittel, der Spülwirkungsgrad bezeichnet den relativen Erfolg, und das Ladeverhältnis führt auf das absolute Maß dieses Erfolges. Daß dem Konstrukteur diese Zahlen erwünscht sein müssen, bedarf keines weiteren Beweises, es bleibt allein die Frage offen, wie sie zu ermitteln sind.

Eine Vorausberechnung bei Neukonstruktionen wird nur durch Schätzung im Vergleich mit den Ergebnissen ähnlicher ausgeführter Konstruktionen annähernd möglich sein. Die eingehende Behandlung der Frage, wie die genannten Größen an ausgeführten Maschinen ermittelt werden können, soll den Hauptteil der vorliegenden Abhandlung bilden.

Nachstehende Buchstabenbezeichnungen sind dabei verwendet. Als Raumeinheit und Gewichteinheit sind Liter und Gramm oder Kubikmeter und Kilogramm zu benutzen. Alle Angaben gelten für beide Gruppen. Alle Mengen beziehen sich auf einen Arbeitshub. Durch die Ziffer »1« wird die Zugehörigkeit zum Verdichtungshub, durch »2« zum Auspuffbeginn und durch »3« zum vollzogenen Auspuff gekennzeichnet.

L_0 aufgewendete Spülluft,
L_1 im Zylinder verbleibende Spülluft,
(L_2 hat keine Bedeutung),
L_3 verloren gehende Spülluft,
E Einblaseluft,
B Brennstoffgewicht,
V Hubraum des Arbeitzylinders,
V_1, V_2 Gas im Zylinder, Wasser als Dampf gedacht,
p durch technische Gasanalyse, d. h. ohne Rücksicht auf den Wasserdampf ermittelter Stickstoffgehalt in vH,
q desgl. Sauerstoffgehalt,
r » Kohlensäuregehalt,
R Gasrest, der bei der Spülung im Zylinder zurückbleibt,
v Verhältnis der Gasvolumina zu den Analyseziffern,
$\eta_v = L_0 : V$ = Luftaufwand,
$\eta_n = L_1 : L_0$ = Nutzbarkeit der Spülluft,
$\eta_s = L_1 : V_1$ = Spülwirkungsgrad,
$\eta_l = L_1 : V$ = Ladeverhältnis.

Die Veränderungen, denen der Inhalt des Arbeitzylinders einer Zweitaktmaschine mit Oeleinspritzung unterworfen ist, sind in Fig. 3 dargestellt. In diesem Kreislauf interessiert der Inhalt des Zylinders an den Stellen I und II, die den Beginn der Verdichtung unmittelbar nach Abschluß der Ein- und Ausströmöffnungen und das Ende der Ausdehnung vor Auspuffbeginn darstellen.

Zwischen I und II ändert sich der Inhalt des Zylinders durch Hinzutreten und Verbrennen des Brennstoffes, durch mögliches Hinzutreten von Einblaseluft und Verdampfen von Einspritzwasser. So lange dieses Wasser nicht verdampft ist, hat es keinen nennenswerten Einfluß auf das Raumverhältnis der Gase.

Diese Vorgänge lassen sich teilweise recht gut verfolgen, da Einblaseluft und Brennstoff genau gemessen werden können und ihrer Zusammensetzung nach bekannt sind. Das Einspritzwasser, das bei Glühkopfmaschinen mit der Spülluft eingeführt wird, ist aber nicht sicher zu ermitteln, da man nicht weiß, wieviel davon im Zylinder bleibt. Wird es erst während der Verdichtung eingespritzt, dann ist die Ermittlung einfach und sicher. Die Annahme, daß es vollkommen verdampft, ist wohl berechtigt. Bei Dieselmaschinen fehlt das Einspritzwasser natürlich. Jedenfalls läßt sich abgesehen vom Einspritzwasser sicher verfolgen, was sich an dem Zylinderinhalt zwischen I und II ändert, und es läßt sich aus der bekannten Art der Aenderung auf den Gesamtinhalt schließen, wenn die Zusammensetzung an beiden Stellen untersucht wird.

Fig. 3.

Veränderung des Gasinhaltes eines Zweitaktzylinders.

Vom Auspuffbeginn bis zum Verdichtungsbeginn wird im Beharrungszustand der Maschine die ursprüngliche Zusammensetzung wieder hergestellt. Somit ist die Veränderung des Zustandes von II nach I ebenfalls bekannt. Unmittelbar ist diese Zustandsänderung nicht zu verfolgen, weil die dabei ab- und zugeführten Mengen nicht zu ermitteln sind. Man weiß, weder wieviel Auspuffgase im Zylinder zurückbleiben, noch wieviel Spülluft im Zylinder bleibt und wieviel hindurchströmt.

Die für die Gesamtuntersuchung verwertbaren Messungen sind:

Bestimmung der Gesamtspülluftmenge für einen Arbeithub,
Bestimmung der Brennstoffmenge,
Bestimmung der Einblaseluft,
Elementaranalyse des Brennstoffes,
Analyse des Zylinderinhaltes bei I und II,
Analyse der Auspuffgase.

Bezüglich Bestimmung der Menge der Spülluft verweise ich wieder auf das über Kompressoren Gesagte. Die Be-

stimmung des Brennstoffes bedarf keiner Erläuterung. Die Einblaseluft kann man bei vorhandenem Einblasegefäß in der Weise messen, daß man das Gefäß zeitweise vom Kompressor abschließt und den Druckabfall in der Zeiteinheit oder während einer Anzahl von Umdrehungen beobachtet. Aus der Größe des Gefäßes und dem Druckabfall ergibt sich die Luftmenge. Trägt man die Luftmengen für die verschiedenen Drücke auf, so kann man für den in Betracht kommenden Einblasedruck die Luftmenge ziemlich genau finden.

Die Elementaranalyse des Brennstoffes ist mehr Sache des Chemikers. In vielen Fällen wird man mit folgender Erwägung auskommen. In den Kohlenwasserstoffen der Aethylenreihe $C_n H_{2n}$ verhält sich Kohlenstoff zu Wasserstoff wie 6 : 1, sie enthalten somit 85,7 vH Kohlenstoff und 14,3 vH Wasserstoff. Bei der Paraffinreihe $C_n H_{2n+2}$ ist der Wasserstoffgehalt etwas größer, z. B. bei $C_{12} H_{26}$ ist C : H = 144 : 26; es enthält 84,7 vH C und 15,3 vH H. Da die Erdöle aus diesen beiden Kohlenwasserstoffreihen bestehen, so kann man genau genug annehmen, daß die mittlere Zusammensetzung 85,0 vH C und 15,0 vH H ist. Diese Annahme ist aber nur für die Erdöle und ihre Destillate zulässig. Benzol z. B., ein Steinkohlendestillat, enthält 92,3 vH C und 7,7 vH H.

Auch aus einer Analyse der Verbrennungsgase kann auf die Zusammensetzung des Brennstoffes geschlossen werden. Findet sich von den ursprünglich vorhandenen 21 vH Sauerstoff der Luft nur ein Teil als Sauerstoff und Kohlensäure wieder, so ist aus dem Rest der doppelte Raumteil Wasserdampf geworden. Man erfährt so, wieviel Moleküle Wasserdampf bei dem betreffenden Brennstoff auf ein Kohlensäuremolekül entfallen.

Die Untersuchung des Zylinderinhaltes und der Auspuffgase mit Hülfe der technischen Gasanalyse bedarf hier natürlich keiner Erklärungen, wohl aber die Entnahme der Proben. Aus dem Zylinder kann man sie nur mit einem gesteuerten Ventil entnehmen, das bei Beginn der Verdichtung oder kurz vor Auspuff öffnet. Ob man damit aber wirkliche Durchschnittsproben des Zylinderinhaltes enthält, ist schwer zu sagen. Ich nehme es vorläufig an. Eine Prüfung dieser Einrichtung durch Verstellen der Steuerung des Entnahmeventiles wäre denkbar. War es keine Durchschnittsprobe, so wird dann die Zusammensetzung jedenfalls anders sein.

Die Entnahme der Proben an verschiedenen Stellen des Zylinders würde ebenfalls zum Nachprüfen des Verfahrens dienen können. Auch bei den Auspuffgasen besteht die Schwierigkeit, die Durchschnittsprobe zu erlangen. Hier ist Entnahme an verschiedenen Stellen jedenfalls die einfachste und beste Nachprüfung.

Ueber die Rolle des Wasserdampfes bei diesen Untersuchungen muß auch noch gesprochen werden. 1 cbm Spülluft von 15° und 50 vH Feuchtigkeit enthält 6,4 g Wasser. Der Rauminhalt dieses Wasserdampfes beträgt 0,84 vH der Luft, ist also ziemlich unbedeutend. Durch die Verbrennung des Treiböles wird aber der Gehalt an Wasserdampf wesentlich erhöht. Ist die Zahl der Wasserstoffatome doppelt so groß wie die Zahl der Kohlenstoffatome, was bei den Erdölen ungefähr zutrifft, dann werden gleiche Molekülzahlen oder Raumeinheiten von Wasser und Kohlensäure gebildet, da zu einem Molekül zwei Atome H oder ein Atom C gehören. Die Kohlenstoffatome vereinigen sich mit je einem Sauerstoffmolekül, verändern somit das Raumverhältnis nicht, die Wasserstoffatome aber spalten die Sauerstoffmoleküle und verdoppeln ihren Raumbedarf. Daher entstehen bei vollständiger Verbrennung mit Erdöl aus 100 Raumteilen Luft 79 N + 14 CO_2 + 14 H_2O. Die Temperaturen im Zylinder sind stets so hoch, daß H_2O als Gas angesehen werden muß. Die technische Gasanalyse wird aber bei Normaltemperatur vorgenommen und weist den Wasserdampf nicht nach. Der Wasserdampf muß daher in einem bestimmten Verhältnis zur Kohlensäure hinzugerechnet werden. Bei den Erdölen kann man seinen Raumbedarf annähernd gleich dem der Kohlensäure setzen. Genauer gerechnet würde sich für ein Oel mit 85 vH C und 15 vH H folgendes Raumverhältnis ergeben:

$$CO_2 : H_2O = \frac{85}{12} : \frac{15}{2} = 7{,}08 : 7{,}50, \qquad H_2O = 1{,}06\ CO_2.$$

1 kg dieses Oeles liefert

$$0{,}85 \cdot \frac{44}{12} = 3{,}12 \text{ kg } CO_2$$

$$0{,}15 \cdot \frac{16}{2} = 1{,}20 \text{ » } H_2O$$

$$4{,}32 \text{ kg } CO_2 + H_2O.$$

Da 1 cbm CO_2 im Normalzustand 1,804 kg wiegt, so werden in Raumeinheiten geliefert 1,73 cbm CO_2 und 1,83 cbm H_2O, wozu 3,32 kg O = 2,65 cbm O verbraucht werden.

Mollier gibt in der »Hütte« für Petroleum 1,73 cbm CO_2 und 1,87 cbm H_2O an, was als gute Uebereinstimmung anzusehen ist. Dort finden sich auch Angaben über einige andre Brennstoffe.

Die Gasanalyse habe bei einer Oelmaschine ohne Wassereinspritzung ergeben:

bei I: p_1 vH N, q_1 vH O, r_1 vH CO_2
» II: p_2 » » q_2 » » r_2 » ».

Wird das Verhältnis des wirklichen Rauminhaltes des Zylinders an einer bestimmten Gassorte zu der Analysenziffer ausgedrückt durch v, so ist die Zusammensetzung des Zylinderinhaltes

bei I: $p_1 v_1$ N + $q_1 v_1$ O + $r_1 v_1$ CO_2 + 1,06 $r_1 v_1$ H_2O
» II: $p_2 v_2$ N + $q_2 v_2$ O + $r_2 v_2$ CO_2 + 1,06 $r_2 v_2$ H_2O.

Bezeichnet B das für den Arbeitshub verbrauchte Brennstoffgewicht und E die Einblaseluftmenge, dann lassen sich folgende Beziehungen aufstellen:

$$p_1 v_1 + 0{,}79\, E = p_2 v_2 \quad \ldots \quad (1),$$

da die Stickstoffmenge nur durch die Einblaseluft verändert wird;

$$q_1 v_1 - 2{,}65\, B = q_2 v_2 - 0{,}21\, E \quad \ldots \quad (2)$$

bedeutet den Sauerstoffverbrauch durch Verbrennung und die Zuführung von Sauerstoff durch Einblaseluft,

$$r_1 v_1 + 1{,}73\, B = r_2 v_2 \quad \ldots \quad (3)$$

bedeutet die Vermehrung der Kohlensäure durch die Verbrennung.

Aus Gl. (1) wird v_2 durch v_1 ausgedrückt:

$$v_2 = v_1 \frac{p_1}{p_2} + \frac{0{,}79\, E}{p_2} \quad \ldots \quad (4).$$

Dieser Wert wird in Gl. (2) aufgenommen:

$$q_1 v_1 - 2{,}65\, B = q_2 v_1 \frac{p_1}{p_2} + \frac{q_2}{p_2}\, 0{,}79\, E - 0{,}21\, E$$

$$v_1 = \frac{2{,}65\, B + \left(0{,}79 \frac{q_2}{p_2} - 0{,}21\right) E}{q_1 - q_2 \frac{p_1}{p_2}} \quad \ldots \quad (5).$$

Hieraus läßt sich v_1 berechnen, und es ist dann

$$V_1 = v_1 (p_1 + q_1 + 2{,}06\, r_1) \quad \ldots \quad (6).$$

v_2 kann mit Hülfe von Gl. (4) berechnet werden, und es wird

$$V_2 = v_2 (p_1 + q_2 + 2{,}06\, r_2) \quad \ldots \quad (7).$$

Gl. (3) ist noch nicht benutzt. Es empfiehlt sich, v_2 daraus zur Nachprüfung zu bestimmen:

$$v_2 = v_1 \frac{r_1}{r_2} + \frac{1{,}73\, B}{r_2} \quad \ldots \quad (8).$$

In Gl. (2) aufgenommen, ergibt dies:

$$q_1 r_1 - 2{,}65\, B = q_2 v_1 \frac{r_1}{r_2} + q_2 \frac{1{,}73\, B}{r_2} - 0{,}21\, E$$

$$v_1 = \frac{B\left(2{,}65 + 1{,}73 \frac{q_2}{r_2}\right) - 0{,}21\, E}{q_1 - q_2 \frac{r_1}{r_2}} \quad \ldots \quad (9).$$

Wird v_2 aus Gl. (1) in Gl. (3) eingesetzt, so erhält man

$$r_1 v_1 + 1{,}73\, B = r_2 \left(v_1 \frac{p_1}{p_2} + \frac{0{,}79\, E}{p_2}\right)$$

$$v_1 = \frac{0{,}79\, E \frac{r_2}{p_2} - 1{,}73\, B}{r_1 - r_2 \frac{p_1}{p_2}} \quad \ldots \quad (10).$$

Es kommt nun darauf an, zu bestimmen, wieviel von V_1 frische Spülluft ist. Zu dem Zwecke ist der Gasrest zu ermitteln und von V_1 abzuziehen. $r_1 v_1$ stammt ganz aus dem Gasrest. Dazu gehören noch die andern Gase in dem gleichen Verhältnis, wie sie in V_2 vertreten sind. Somit ist der Gasrest

$$R = \frac{V_2\, r_1\, v_1}{r_2\, v_2} \quad \ldots \ldots \quad (11)$$

$$L_1 = V_1 - V_2 \frac{r_1\, v_1}{r_2\, v_2} \quad \ldots \ldots \quad (12).$$

Die Nutzbarkeit der Spülluft ist

$$\eta_n = \frac{L_1}{L_0} \quad \ldots \ldots \quad (13).$$

Der Spülwirkungsgrad ist

$$\eta_s = \frac{L_1}{V_1} = 1 - \frac{V_2\, r_1\, v_1}{V_1\, r_2\, v_2}$$

$$= 1 - \frac{r_1\,(p_2 + q_2 + 2{,}06\, r_2)}{r_2\,(p_1 + q_1 + 2{,}06\, r_1)} \quad \ldots \quad (14).$$

Das Ladeverhältnis ist

$$\eta_l = \frac{L_1}{V} \quad \ldots \ldots \quad (15).$$

Von den ursprünglichen Messungen ist die Analyse der Auspuffgase noch nicht verwertet. Ihre Benutzung empfiehlt sich sowohl zur Nachprüfung wie zum Ersatz der Messung der Gesamt-Spülluftmenge.

Die gesamten Auspuffgase seien

$$V_3 = v_3\,(p_3 + q_3 + 2{,}06\, r_3) \quad \ldots \quad (16).$$

Die Kohlensäuremenge in den Auspuffgasen muß bei jedem Ausstoß so groß sein, wie die bei jedem Arbeithub erzeugte, nämlich

$$1{,}73\, B = v_3\, r_3\,;$$

somit:

$$v_3 = \frac{1{,}73\, B}{r_3} \quad \ldots \ldots \quad (17)$$

$$V_3 = \frac{1{,}73\, B}{r_3}\,(p_3 + q_3 + 2{,}06\, r_3) \quad \ldots \quad (18).$$

Die nutzbare Spülluft ist $L_1 = V_1 - R$. . . . . . (19),
die verlorene » » $L_3 = V_3 - (V_2 - R)$ . . (20),
» ganze » » $L_0 = L_1 + L_3$
$= V_1 + V_3 - V_2$ . . . (21).

Die Summe von Spülluft und Einblaseluft läßt sich auch ohne andre Messungen allein aus der Analyse der Auspuffgase und der Brennstoffmenge berechnen.

Die Auspuffgase müssen für jeden Hub das Gleiche an Stoffen enthalten, was der Maschine zugeführt wird, nämlich die ganze Spülluft, den Brennstoff und die Einblaseluft, nur in veränderter Zusammensetzung, indem an die Stelle des verbrauchten Sauerstoffes und des Brennstoffes die Verbrennungsgase getreten sind:

$$V_3 = L_0 + E - 2{,}65\, B + 1{,}73\, B + 1{,}83\, B$$
$$= L_0 + E + 0{,}91\, B \quad \ldots \ldots \quad (22).$$

Der Stickstoffgehalt in V_3 ist

$$v_3\, p_3 = 0{,}79\,(L_0 + E).$$

Mit dem Werte für v_3 aus Gl. (17) ergibt dies:

$$\frac{1{,}73}{0{,}79}\, B\, \frac{p_3}{r_3} = L_0 + E,$$

$$L_0 + E = 2{,}19\, B\, \frac{p_3}{r_3} \quad \ldots \quad (23).$$

War E bekannt, dann liegt hier die Möglichkeit vor, L einfach und sicher zu berechnen. Die Menge der Einblaseluft kann aus der Analyse der Auspuffgase nicht berechnet werden, weil sie sich in dem Gemisch von der Spülluft nicht unterscheidet. Sie ist allein aus einem Vergleich von I und II zu finden.

Aus Gl. (5) und (10) ergibt sich:

$$B\, 2{,}65 \left(r_1 - r_2 \frac{p_1}{p_2}\right) + E \left(0{,}79\, \frac{q_2}{p_2} - 0{,}21\right) \left(r_1 - r_2 \frac{p_1}{p_2}\right)$$
$$= E\, 0{,}79\, \frac{r_2}{p_2} \left(q_1 - q_2 \frac{p_1}{p_2}\right) - B\, 1{,}73 \left(q_1 - q_2 \frac{p_1}{p_2}\right)$$

$$E = \frac{B \left[2{,}65 \left(r_1 - r_2 \frac{p_1}{p_2}\right) + 1{,}73 \left(q_1 - q_2 \frac{p_1}{p_2}\right)\right]}{0{,}79\, \frac{r_2}{p_2} \left(q_1 - q_2 \frac{p_1}{p_2}\right) - \left(0{,}79\, \frac{q_2}{p_2} - 0{,}21\right) \left(r_1 - r_2 \frac{p_1}{p_2}\right)}\,.$$

Aus Gl. (5) und (9) ergibt sich ein ähnlich geformter, aber auch nicht einfacherer Ausdruck für E. Wird die verhältnismäßig kleine Größe E als Quotient größerer Summen und Unterschiede ermittelt, so kann sie leicht fehlerhaft werden. Ich würde deshalb diese Ermittlung nicht empfehlen.

Bisher ist das Einspritzwasser noch nicht berücksichtigt. 1 kg Wasser hat bei 15° und 1 kg/qcm als Gas angesehen einen Rauminhalt von 1,35 cbm. Ist W das Wassergewicht, so ist

$$V_2 = v_2\,(p_2 + q_2 + 2{,}06\, r_2) + 1{,}35\, W,$$

was bei Ermittlung des Spülwirkungsgrades zu berücksichtigen ist.

Auch bei V_3 ist dieselbe Vermehrung vorzunehmen:

$$V_3 = v_3\,(p_3 + q_3 + 2{,}06\, r_3) + 1{,}35\, W.$$

Hier ist das Wasser aber ohne Bedeutung, ebenso wie das von der verlorenen Spülluft in die Auspuffgase mitgerissene Wasser außer Betracht bleiben kann.

Betrachtet man alle Berechnungen, so zeigt sich, daß die Gasanalyse die Verhältniszahlen für die Aufstellung der Gleichungen zwischen den verschiedenen Zustandsänderungen geliefert hat, daß aber die wirklichen Mengen aus der Brennstoffmenge und aus der Menge der Einblaseluft bestimmt sind.

Bei einer Maschine ohne Einblasung würden sich die Gleichungen vereinfachen, und man würde allein die Brennstoffmenge als Maß zugrunde legen. Die Messung der Brennstoffmenge und ihre Elementaranalyse sind stets sehr genau möglich, dagegen kann die Messung der Einblaseluft bei manchen Maschinenarten Schwierigkeiten machen. Aus den beiden wichtigsten Gleichungen (5) und (9) ist aber ersichtlich, daß die Einblaseluft immer mit der aus dem Brennstoff entwickelten Gasmenge eine Summe bildet, wodurch die Wirkung eines etwaigen Fehlers gemildert wird.

Es mag auffallen, daß bei den Ermittlungen das Indikatordiagramm nicht herangezogen ist. Das liegt daran, daß ich es in diesem Falle nicht für verwertbar halte. Druck und Rauminhalt sind wohl daraus zu entnehmen, aber um auf die Gasmenge zu schließen, fehlt die Möglichkeit, die Temperatur genügend genau zu messen.

Auf die möglichen Fehlerquellen dieses Verfahrens ist teilweise schon hingewiesen, z. B. auf die Schwierigkeit, Durchschnittsproben der Gasmischungen zu erhalten. Fehler, die noch nicht erwähnt wurden, sind unvollkommene Verbrennung des Brennstoffes und Schmierölverbrennung. Ferner muß der Brennstoffverbrauch auch wirklich den Gasproben entsprechen. Unrichtigkeiten durch Schwankungen des Reglers müssen ausgeschlossen sein. Eigenartige Schwierigkeiten kann auch bei Mehrzylindermaschinen die ungleiche Belastung der Zylinder verursachen. Alles in allem kann man sagen, daß bei diesen Untersuchungen nicht geringe Anforderungen an den Untersuchenden gestellt werden.

Bei der Viertaktmaschine lassen sich V_1 und V_2 mit Hülfe der Analysen sowie durch Messung von Brennstoff und Einblaseluft genau so gut ermitteln, und sie geben Aufschluß über die Ladeverhältnisse, den wirklichen Gasinhalt des Zylinders und, in Anlehnung an das Diagramm, über die Temperaturen, die bisher eigentlich immer auf Grund einer immer mehr oder weniger geschätzten Anfangstemperatur berechnet wurden. Die Analyse der Auspuffgase kann ferner über die Durchspülung bei gleichzeitig geöffnetem Einlaß und Auslaß Aufschluß geben. Alle entwickelten Gleichungen sind sinngemäß auf die Viertaktmaschine anwendbar.

Sehr schwierig werden aber die Untersuchungen beim Arbeiten mit Gasgemisch, sowohl bei Viertakt wie bei Zweitakt, sobald es nicht möglich ist, die Gasmenge genau zu messen, was bei größeren Maschinen die Regel sein dürfte. Dann fehlt das durch den flüssigen Brennstoff in so einfacher und zuverlässiger Weise gegebene Maß.

Oelgemischmaschinen lassen sich wie die Einspritzmaschinen behandeln, wenn man annimmt, daß das Oel bei Verdichtungsbeginn noch nicht verdampft ist.

Zusammenfassung.

Zur Einleitung wissenschaftlicher Behandlung von Zweitakt-Einspritzmaschinen werden neue Begriffe für die Einzelheiten des Spülvorganges aufgestellt. Darauf werden unter

Zergliederung aller Vorgänge, die den Inhalt eines Zweitaktzylinders verändern, Verfahren zur Bestimmung dieser Begriffe besprochen, wobei Gleichungen zu ihrer Berechnung aus den vorgenommenen Messungen aufgestellt werden. Es folgen zum Schluß Hinweise auf die möglichen Fehlerquellen, auf die Verwendbarkeit der aufgestellten Gleichungen für Viertaktmaschinen und auf die Untersuchung von Gas- und Oelgemischmaschinen.

Nachschrift.

Nach Einsendung vorstehender Arbeit erschien in Heft 22 dieser Zeitschrift eine »Untersuchung des Arbeitsprozesses eines Zweitaktmotors« von den Herren Geheimrat Scheit und Dipl.-Ing. Bobeth. Außerdem hielt Hr. Direktor Regenbogen, Kiel, am 7. Juni d. J. in der Versammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft einen Vortrag über den Dieselmotorenbau auf der Germaniawerft, wobei ebenfalls Untersuchungen von Zweitaktmotoren Erwähnung fanden. Wenn ich zu diesen beiden Veröffentlichungen noch Stellung nehme, habe ich bei dem Aufsatz der Herren Scheit und Bobeth nur auf einige Uebereinstimmungen hinzuweisen, die ich hervorheben möchte. Es sind dies die Annahme des Normalzustandes der Gase zu 1 at und 15° C, ferner eine Elementaranalyse des benutzten Benzins, die von meinen Ziffern nur unerheblich abweicht, und der Gebrauch des Begriffes »Lieferungsgrad« ausschließlich für die Spülpumpe.

Hr. Regenbogen bringt am Schlusse seines Vortrages Mitteilungen über Untersuchungen der Vorgänge im Zweitaktzylinder mittels optischer Verfahren. Hierauf brauche ich nicht einzugehen, da dies mit meiner Arbeit keinen Zusammenhang hat. Jedoch sagt Hr. Regenbogen einleitend zu diesen Versuchen: »Einen Einblick in diese verwickelten und momentanen Vorgänge (nämlich Spülvorgänge) zu erhalten, ist wohl bis heute noch nicht gelungen. Auf chemischem Wege durch Probeentnahme des Zylinderinhaltes im Verlauf der Hubzeit einen teilweisen Aufschluß zu erhalten, ist wohl schon versucht worden, jedoch wird ein wahrer und klarer Einblick nicht vermittelt; denn die Ungleichförmigkeit des Zylinderinhaltes während des Spülvorganges muß auch bei diesen Versuchen das richtige Bild verwischen.«

Da Hr. Regenbogen von Ungleichförmigkeit des Zylinderinhaltes während des Spülvorganges spricht, so meint er jedenfalls, daß die Bewegungsvorgänge durch die Probeentnahme nicht aufzuklären sind. Meine Arbeit beschränkt sich nun auf die Aufklärung der Ergebnisse des Spülvorganges. Aber selbst hierbei habe ich die Befürchtung ausgesprochen, daß die Untersuchungen durch die ungleichmäßige Zusammensetzung des Zylinderinhaltes beeinträchtigt werden könnten. Diese Ungleichmäßigkeit erreicht jedenfalls während des Spülens ihren höchten Grad und wird vom Beginn der Verdichtung ab durch die noch andauernden Wirbelungen abnehmen. Ob dies bis zu einem Grade geschieht, der praktisch nicht mehr von Bedeutung ist, kann ich zurzeit nicht sagen. Darauf folgt bei Dieselmotoren die Einblasung und Verbrennung, die gleichfalls Wirbelungen hinterläßt. Ich glaube annehmen zu dürfen, ohne es vorläufig beweisen zu können, daß hierdurch am Ende der Expansion eine genügend gleichmäßige Mischung hervorgerufen ist. Sollte die Gasprobe aus dem Verdichtungshube nicht brauchbar sein (ich habe bereits angegeben, wie man dies feststellen kann), dann genügt auch die Probe II aus dem Expansionshub und die Auspuffprobe III, deren genügende Durchmischung man in der Hand hat. Werden als Verhältnisziffern für den Gasrest v_4 und für die verlorene Spülluft v_5 gewählt, dann läßt sich der Verlauf der Gaszusammensetzung von II nach III durch folgende Gleichungen ausdrücken:

$$\begin{aligned} V_2 &= v_2\,p_2 + v_2\,q_2 + 2{,}06\,v_2\,r_2 \\ -R &= -v_4\,p_2 - v_4\,q_2 - 2{,}06\,v_4\,r_2 \\ L_3 &= v_5\,79 + v_5\,21 \\ \hline V_3 &= v_3\,p_3 + v_3\,q_3 + 2{,}06\,v_3\,r_3. \end{aligned}$$

Diese Gleichungen gelten in wagerechten und senkrechten Reihen gelesen, enthalten dann jedoch mehrere Abhängigkeiten. Mit Hülfe der Gleichungen (17) und (18) werden v_3 und V_3 bestimmt.

Benutzt man ferner die beiden senkrechten Gleichungen

$$(v_2 - v_4)\,p_2 + 79\,v_5 = v_3\,p_3$$
$$(v_2 - v_1)\,r_2 = v_3\,r_3,$$

so erhält man

$$(v_2 - v_1) = v_3\,\frac{r_3}{r_2}$$

$$v_5 = v_3\left(p_3 - \frac{r_3}{r_2}\,p_2\right) : 79$$

$$V_2 - R = (v_2 - v_4)\,(p_2 + q_2 + 2{,}06\,r_2).$$

Von den Unbekannten v_2, v_4 und V_2, R kann man nur die Differenzen ermitteln. Das besagt, daß man aus der Analyse bei II und III nur erfahren kann, welche Gasmengen bei jedem Hub aus dem Zylinder A abgegeben werden. Die Zusammensetzung des Zylinderinhaltes bei II ist unabhängig vom Gasrest, nur die bei I hängt davon ab. Sind also nur die Analysen II und III brauchbar, und ist die Menge der Einblaseluft gemessen, dann können rechnerisch bestimmt werden

die gesamte Spülluft L_0 nach Gl. (23),
die verlorene Spülluft L_3 nach Gl. (24),
die nutzbare Spülluft L_1 nach Gl. (21),

ferner η_v, η_n und η_l; dagegen ist es nicht möglich, η_s zu finden.

Delft, 7. Juli 1912. P. Meyer.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika.[1]

Von Regierungsbaumeister **F. Gutbrod** in Berlin.

(Fortsetzung von S. 1365)

10) Schlafwagen der Pullman-Gesellschaft.

Schon an andrer Stelle war erwähnt worden, daß die Pullman-Gesellschaft im Frühjahr 1907 auf Anregung der Pennsylvania R. R. anläßlich der umfangreichen Bahnhofsneubauten und Unterwassertunnel-Anlagen in New York den ersten eisernen Schlafwagen baute, der seinerzeit auf der Ausstellung in Jamestown vorgeführt wurde. Die an diesen Wagen gestellte Hauptforderung lautete auf unbedingte Feuersicherheit. Nicht feuerbeständiges Material, namentlich Holz, war somit von der Verwendung grundsätzlich ausgeschlossen. Die Aufgabe war schwierig, da die bis dahin auf dem Gebiet eiserner Personenwagen vorhandenen Vorbilder ausschließlich dem Vorortverkehr dienten, für die vorliegende besondere Aufgabe somit wenig Verwertbares lieferten, und weil zudem die von der Pennsylvania R. R. gestellten, schon an andrer Stelle festgelegten Bedingungen, namentlich bezüglich der Zug- und Stoßfestigkeit des Wagens, sehr streng waren.

Eine Außen- und Innenansicht des Wagens geben Fig. 227 und 228, die Bauart und die Einzelheiten Fig. 229 und 230. Bei diesem ersten Wagen besteht der mittlere Längsträger aus zwei I-Trägern von 305 mm Höhe, welche nach dem Beispiel der zu jener Zeit vorhandenen eisernen Wagen auf die ganze Länge des Wagenkastens, d. h.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

auf 22,1 m, mit gleicher Stegstärke durchliefen und an zwei Stellen aus gleichen Teilen zusammengenietet waren. Sie sind an den oberen Flanschen durch ein Eisenblech von 12,7 mm Stärke zu einem kastenförmigen Querträger vereinigt. Wir finden bei diesem Untergestell zum erstenmal die schon früher erwähnten schweren Gußstahlstücke von 4,365 m Länge an den beiden Wagenenden angeordnet, welche gleichzeitig als Pufferbohle, als Plattformträger, als Querversteifung zwischen den äußeren und mittleren Längsträgern und als Hauptquerträger für die Drehgestelle dienen. Die freie Länge der mittleren Längsträger wird durch diese beiden Stahlgußstücke von 22,1 m auf 15,80 m vermindert. Diese Gußstücke sind von der Commonwealth Steel Company, an der die Pullman-Gesellschaft finanziell beteiligt ist, geliefert. Die beiden mittleren Längsträger sind mit Rücksicht auf ihr geringes Widerstandsmoment an der Stelle ihrer stärksten Beanspruchung mit dem bei hölzernen Wagen üblichen nachstellbaren Sprengwerk ausgerüstet, dessen schräge Zugstangen in der Ebene der Drehgestellzapfen angreifen. Zwischen den beiden schweren Gußstahlstücken sind, ähnlich wie bei den Untergestellen der für die Chicago, Burlington & Quincy R. R. gelieferten eisernen Personenwagen, vier schwere, aus einem Stück angefertigte Gußstahlquerträger angeordnet, welche die beiden mittleren I-Träger umschließen.

Fig. 227 bis 230. Schlafwagen der Pullman-Gesellschaft.

Fig. 227.

Fig. 228.

Innenansicht (Schlafplätze hochgeklappt).

Die Bauart des Wagenkastens bietet nichts Bemerkenswertes. Er ist aus Profileisen, Preßstahlformen und Eisenblechen zusammengesetzt und so kräftig gebaut, daß er den gestellten Bedingungen durchaus genügt. Für die innere Auskleidung des Wagens sind Preßstahl, Messing und Aluminium verwendet. Zwischen der Innen- und Außenbekleidung der Seiten- und Stirnwände des Wagenkastens sind zwei Lagen von Asbestblöcken eingebracht, welche störende Geräusche während der Fahrt dämpfen und den Innenraum vor den starken Schwankungen der Außentemperatur schützen sollen.

Dieser Versuchswagen lief über ein Jahr im regelmäßigen Schnellzugdienst zwischen New York und Washington und hat sich im Betrieb in jeder Hinsicht bewährt. Dagegen hat der Wagen bezüglich seines Gewichtes den gestellten Anforderungen nicht entsprochen: es beträgt nicht weniger als 81 t, ist sonach beträchtlich größer als bei den hölzernen amerikanischen Schlafwagen gleichen Fassungsvermögens. Dieser Uebelstand wurde der nicht genügend durchgearbeiteten Bauart des Untergestelles zugeschrieben, dessen Gewicht namentlich durch die gewaltigen Gußstahlstücke erheblich gesteigert wird, ohne daß die Festigkeit in entsprechendem Maß erhöht wird. Auch die Form der mittleren Längsträger ist, wie schon erwähnt wurde, unter Berücksichtigung der auftretenden Belastungen nicht gerade glücklich gewählt.

Die Pullman-Gesellschaft hat deshalb unmittelbar nach den ersten Versuchsfahrten mit diesem Wagen eine völlig abweichende Konstruktion für das Untergestell ausgearbeitet, deren Einzelheiten aus Fig. 231 bis 233 hervorgehen. Die beiden Längsträger sind hier als Stehblechträger mit fischbauchartigem Längsprofil von 660 mm größter Steghöhe ausgebildet. Zwar sind die beiden großen Gußstahlplatten an den Wagenenden auch hier beibehalten. Dagegen ist die Zahl der Querträger von vier auf zwei vermindert und das Gewicht durch Verwendung von Profileisen an Stelle von Stahlguß noch weiter erheblich herabgesetzt. Auch am Wagenkasten ist an Gewicht dadurch gespart, daß an Stelle des vollen Blechträgers für die Seitenwände zwischen Fensterunterkante und Fußboden ein Gitterträger verwendet ist. Dieser Versuchswagen läuft noch heute im Overland-Limited-Zug der Harriman-Linie zwischen Chicago und San Francisco.

Später hatte sich nicht nur die Pullman-Gesellschaft, dem Drange der Zeit folgend, eingehend mit dem Bau eiserner Personenwagen befaßt und umfangreiche Lieferungen für andre Bahngesellschaften ausgeführt, sondern auch die Pennsylvania R. R. hatte durch praktische Versuche auf der Strecke die namentlich mit Rücksicht auf das Wagenuntergestell geeignetste Bauart für eiserne Personenwagen erprobt und daraufhin Normalzeichnungen für die verschiedenen Wagengattungen ausgearbeitet, die aller-

Fig. 229. Wagengerippe.
Maßstab 1 : 50.

dings späterhin noch mancherlei Verbesserungen unterzogen werden mußten.

Gelegentlich der Bestellung eiserner Schlafwagen seitens der Pennsylvania R. R. bei der Pullman-Gesellschaft kam es nun zwischen beiden zu interessanten Auseinandersetzungen,

Fig. 230. Querschnitt.
Maßstab 1 : 30.

und zwar insofern, als die Pennsylvania R. R. die Wagen nach ihren Zeichnungen gebaut wünschte, während die Pullman-Gesellschaft ihre für andre Bahnen schon gelieferten Normalbauarten ausgeführt haben wollte. Normalbauart stand also gegen Normalbauart. Für die Pullman-Gesellschaft war die Verwendung der Zeichnungen der Pennsylvania R. R. schon deshalb unannehmbar, weil die unnormale Bauart des Wagenuntergestelles mit dem tief herabreichenden kastenförmigen Längsträger die Verwendung des normalen dreiachsigen Drehgestelles der Pullman-Gesellschaft ausschloß. Der von ihr bei allen Bauarten ausnahmslos durchgeführte Grundsatz möglichst weitgehender Auswechselbarkeit entsprechender Teile hätte also in einem wesentlichen Punkte geopfert werden müssen. In einer Sitzung der Chefingenieure der beiden Gesellschaften unter dem Vorsitz des Vizepräsidenten der Pennsylvania R. R. wurden die Entwürfe eingehend geprüft und danach der Bauart der Pullman-Gesellschaft der Vorzug gegeben.

Für die Beurteilung kam in erster Linie das Gewicht der beiden verschiedenen Bauarten in Betracht. So bedeutungsvoll diese Frage an sich für die Betriebskosten ist, so bleibt doch zu beachten, daß sie allein für die Beurteilung der Brauchbarkeit des Wagens nicht maßgebend sein darf. Sie kann nur in Verbindung mit der weiteren Forderung bestimmend sein, daß beide Konstruktionen gleiche Festigkeit bei ihren Beanspruchungen bieten. Der unter den amerikanischen Konstrukteuren sich immer stärker geltend machende Wettbewerb hinsichtlich der Verminderung des Gewichtes der eisernen Wagen erscheint mit Rücksicht darauf, daß man im Betrieb an andern Stellen so wenig Wert auf den Verbrauch an Brennstoff für die Lokomotiven legt — dieser spricht bei der Gewichtfrage in erster Stelle mit —, auf die Spitze getrieben. Die Verminderung der Beschaffungskosten entsprechend der Herabziehung des Gewichtes der Wagen ist nicht selten eine Täuschung, da die hierdurch in manchen Fällen bedingten verwickelteren und von der Normalausführung abweichenden Bauweisen und Herstellverfahren größere Kosten verursachen, als der Ersparnis an Materialpreis für etwas leichtere Bauart entspricht. Große Gewichtverminderungen haben außer der Brennstoffersparnis den Vorteil kleinerer Lokomotiven und kürzerer Bremswege (was namentlich bei hohen Geschwindigkeiten von Wichtigkeit ist) zur Folge.

Außer der Frage der Gewichtersparnisse handelte es sich aber bei dem Wettbewerb zwischen den beiden verschiedenen Bauarten auch um eine größere Zahl von Konstruktionseinzelheiten, und zwar im Wagenuntergestell, dem Wagenaufbau und namentlich auch der inneren Ausstattung. Die mancherlei Vorteile, welche der Wagen der Pullman-Gesellschaft gerade in diesen Beziehungen bot, bestimmten die maßgebenden Persönlichkeiten der Pennsylvania R. R.,

Fig. 231 bis 233. Neuer Schlafwagen der Pullman-Gesellschaft.
Maßstab 1 : 50.

Schnitt a-b.

diese Bauart vorzuziehen. Da beide Konstruktionen auf das sorgfältigste durchgearbeitet sind, bietet ihr Vergleich ein reiches Material zum Studium der beim Bau eiserner Personenfahrzeuge zu meisternden Schwierigkeiten.

Die Hauptabmessungen, das Gewicht und die Kosten des Schlafwagens sind auf S. 2063 und 2065 das Jahrganges 1911 dieser Zeitschrift angegeben. Eine Außenansicht des Wagens gibt Fig. 234, die Anordnung im Grundriß nebst den Hauptabmessungen Fig. 235.

Die Bauart des Wagenuntergestelles, vergl. Fig. 236 bis 243, gleicht in vielen Beziehungen derjenigen der Pennsylvania R. R., obwohl sie in verschiedenen wesentlichen Einzeilheiten Abweichungen aufweist. Auch hier bildet der kastenartig aufgebaute mittlere Längsträger gewissermaßen das Rückgrat des Untergestelles, das die senkrechten, vom Eigengewicht und dem Gewicht des Wagenaufbaues herrührenden und die wagerechten, aus den Zug- und Stoßkräften der Kupplung bestehenden Kräfte aufzunehmen hat. Dieser Längsträger hat, wie bei den neuesten Ausführungen der Pennsylvania R. R., trapezförmigen Längsquerschnitt. Damit sind die verwandtschaftlichen Beziehungen zwischen beiden Konstruktionen aber auch erschöpft. Der Längsträger

Fig. 234 bis 243. Pullman-Schlafwagen der Pennsylvania R. R.

Fig. 234.

Fig. 235. Grundriß.
Maßstab 1 : 100.

ist nicht, wie bei der Pennsylvania R. R., aus gepreßten Formen zusammengesetzt, sondern — in Anlehnung an die Bauweise der beiden ersten Versuchswagen der Pullman-Gesellschaft — im mittleren Teil aus genieteten Profilen, vergl. Fig. 236 bis 239, und an beiden Enden aus zwei gewaltigen Gußstahlstücken, vgl. Fig. 240 bis 243. Das mittlere Stück ist ein kastenförmiger Träger, bestehend aus zwei genieteten Stehblechträgern, deren obere Flansche durch ein Deckblech verbunden sind (vergl. den Querschnitt in Fig. 239). Diese Bauart des Trägers hat den Vorteil, daß die ungünstige Beanspruchung der Bleche durch das Kaltpressen (vergl. Fig. 96 auf S. 749) fortfällt, und daß Brüche oder schwere Formänderungen leichter ausgebessert werden können als bei gepreßten Trägern. Dafür haben die profilierten Träger den Nachteil, daß ihre Zusammensetzung mehr Handarbeit erfordert, daß sie bei gleichen Abmessungen und gleicher Materialbeanspruchung etwas schwerer sind, und daß die aus Preßblech hergestellten, konsolartigen Querträger an den inneren Ecken um die Winkeleisen der Stehblechträger mehrfach herumgekröpft werden müssen, vergl. Fig. 244. Diese Formgebung hat eine ungünstige Beanspruchung des Materiales beim Preßvorgang zur Folge und bedingt außerdem in der Regel ein nachträgliches Bearbeiten durch kaltes Hämmern zum Anrichten der Ecken an die Längsträger.

Fig. 244.

Querträger aus Preßblech.

Das Gußstahl-Endstück wird von der Commonwealth Steel Company in Chicago geliefert. Es ist mehr als 5 m lang und umfaßt die Puffer- und Zugvorrichtung sowie die Tragpfannen und das Drehzapfenlager für das Drehgestell. Fig. 240 und 241 geben das Gußstück eines Schlafwagens, Fig. 242 und 243 dasjenige eines Aussichtswagens. Die senkrechten Außenflächen des inneren Gußstückendes sind genau gehobelt, um eine feste und sichere Verbindung mit den beiden Stehblechen des genieteten Mittelstückes herzustellen. Diese Verbindung ist nun in die Nähe derjenigen Stelle verlegt, an welcher die Ordinate der Momentenfläche für Eigenlast und Belastung des Trägers durch den Wagenaufbau den Wert null hat (vergl. Punkt a in Fig. 245). Unter dieser Voraussetzung wird die Nietverbindung theoretisch nur durch die Zug- und Stoßkräfte, durch die senkrechte Belastung des Trägers dagegen so gut wie gar nicht beansprucht. Die von der Pullman-Company gewählte Bauart des Längsträgers ist also in dieser Beziehung recht vorteilhaft. Meinungsverschiedenheit herrschte zwischen beiden

Fig. 236 bis 243.

Fig. 236 bis 239.

Fig. 240 und 241.

Gußstahl-Endstück des Untergestelles für Schlafwagen.

Gesellschaften bezüglich des für die Endkonstruktion des Wagenuntergestelles zu wählenden Baustoffes: die Pennsylvania R R. forderte Profileisen, entsprechend der Regelbauart für ihre eisernen Wagen; die Pullman-Gesellschaft bestand auf Stahlguß. Der Streit bezüglich des Gewichtes der beiden Bauarten ließ sich einfach entscheiden: sowohl die genaue graphische und analytische Berechnung, wie das Nach-

Untergestell. Maßstab 1 : 50.

Mittlerer Teil des Untergestelles.

Schnitte a-b und c-d.

Fig. 242 und 243.

Gußstahl-Endstück des Untergestelles für Aussichtwagen.

ausgerüstet — noch keine Brüche beobachtet worden sind. Schwerere Zusammenstöße, welche die Zertrümmerung des Gußstükkes zur Folge haben, werden nach Ansicht des Chefingenieurs der Pullman-Company, welcher die Kommission der Pennsylvania R. R. übrigens beipflichtete, eine so vollständige Zerstörung der Endkonstruktion des Pennsylvania-Untergestelles herbeiführen, daß diese Teile ebenfalls nicht mehr ausbesserungsfähig sind. Einzelne Brüche im Gußstahlstück lassen sich mittels der neueren Verfahren leicht schweißen. Wenn einmal das Modell für das Gußstahlstück angefertigt ist, verursacht die Herstellung einer beliebigen Zahl von Gußstücken keine Schwierigkeit. Der Guß ist tadellos; ein Verspannen oder Werfen der zahl-

Fig. 245. Belastungs- und Momentendiagramm.

reichen Längs- und Querträger des Gußstückes ist infolge der geschickten Formgebung, der zahlreichen Querrippen und der guten Uebergangslinien nirgends zu bemerken. Die nachträgliche Bearbeitung des fertigen Gußstückes ist auf ein Mindestmaß beschränkt. Durch Maschinenkraft

wiegen des fertigen Trägers (ohne Querträger und Zwischenträger) ergab, daß der Vorteil auf Seiten der Konstruktion der Pullman-Gesellschaft war. Bezüglich der Festigkeit liegt die Sache so, daß nach Angaben der Pulman-Gesellschaft bei den zahlreichen im Betrieb befindlichen Gußstahlstücken — bekanntlich wurden seit Jahren auch die Untergestelle der schweren hölzernen Pullman-Wagen mit Gußstahlstücken

werden die beiden erwähnten Flächen, die zur Verbindung mit dem mittleren Stehblechträger dienen, sowie am Pufferende die beiden Außenseiten, gegen welche die kleinen Konsole zur Aufnahme des Endvestibüles geschraubt werden, behobelt. Darnach werden, ebenfalls mit Maschinenkraft, die Schraubenlöcher gebohrt. Außerdem müssen etwa vorhandene scharfe Grate des Gußstückes mittels eines Preßluft-

meißels gebrochen werden. Diese Handarbeit ist äußerst gering und an der Mehrzahl der Gußstücke kaum nötig. Im Gegensatz hierzu erfordert die Zusammensetzung des aus Profileisen hergestellten Endstückes des Untergestelles der Pennsylvania R. R. neben der Verwendung von Maschinenkraft noch in großem Umfang Handarbeit. Schon aus diesem Grund ist für amerikanische Verhältnisse das Gußstahl-Endstück vorzuziehen.

Das Bindeglied zwischen Untergestell und Wagenkasten bilden zwei Z-Eisen-Längsträger, welche mit dem oberen, inneren Flansch die Fußbodenkonstruktion und mit dem unteren, äußeren Flansch die senkrechten Pfosten des Wagenkastens tragen und auf die ganze Länge des Wagens durchlaufen. Die beiden Z-Eisen sind mit dem mittleren Längsträger durch zahlreiche Querträger verbunden, von denen die beiden in den Knickpunkten des trapezförmigen Längsträgers angreifenden Querträger aus Gußstahl mit T-förmigem Flanschquerschnitt, die übrigen aus gepreßtem Eisen mit [-förmigem Querschnitt hergestellt sind. Dort, wo die Gußstahlkonsolen ansetzen, sind die beiden Stehbleche des mittleren Längsträgers durch ein Gußstahlstück auf die ganze Steghöhe gegeneinander abgesteift, um eine möglichst kräftige Querversteifung an diesen beiden Stellen zu erzielen. Ein gleicher Gußstahlträger befindet sich zu demselben Zweck außerdem noch in der Mitte des Längsträgers.

Die Fußbodenkonstruktion zeigt ebenfalls Abweichungen von derjenigen der Pennsylvania R. R. Zunächst sind die Träger des Wagenuntergestelles durch 1,6 mm starke Eisenbleche abgedeckt, welche an den Trägern mit Schrauben befestigt sind. Auf diesen Blechen sind zwei kräftige, in Richtung der Längsachse des Wagens auf die ganze Länge des Wageninnern durchlaufende Holzlatten und zahlreiche Querlatten verschraubt. Zwischen diesem Lattenwerk wird ein regelrechter Verband aus Magnesia-Asbest-Platten von 43 mm Stärke verlegt, dessen Fugen mit Abfällen desselben Stoffes sorgfältig ausgestopft werden. Diese Isolationsschicht dient zum Schutz des Wageninnern gegen Wechsel der Außentemperatur. Auf dieser Schicht wird das schwalbenschwanzförmig profilierte Eisenblech (»Keystonemetal«) festgeschraubt, das die eigentliche Bodenmasse, Flexolith genannt, aufnimmt. Diese im teigartigen Zustand aufgetragene Masse dient, wie das bisher ausschließlich verwendete Monolith, zum Dämpfen von Geräuschen und außerdem als wasser- und feuerbeständiges Material. Es ist nach den Erfahrungen der Pullman-Gesellschaft besser als Monolith, das — auch nach den Angaben der Pennsylvania R. R. — infolge der dauernden Erschütterungen Neigung zum Reißen zeigt.

(Fortsetzung folgt.)

Untersuchungen über Wetterführung mittels Lutten.

Von Dr.-Ing. **Willy Arlt** in Essen a. d. Ruhr.

(Fortsetzung von S. 1592)

Den Einfluß verschiedener Schrägstellung der Düse zeigen an einigen herausgegriffenen Beispielen Fig. 18 und 19 bezw. Zahlentafel 3. Aus den Kurven folgt als wichtigstes Ergebnis, daß sich auch beim Strahlaustritt außerhalb des Mittelpunktes des jeweiligen Leitungsquerschnittes nahezu unabhängig vom Querschnitt und dem seitlichen Abstande bei entsprechender Schräglage der Düse eine größte Luftmenge ergibt, die fast genau gleich groß derjenigen bei axialem Strahlaustritt im gleichen Querschnitt ist. Man braucht also bei »Nachbläsern« (d. h. Düsen, durch die bei langen Leitungen in größeren Abständen nochmals Druckluft zugeführt wird) keineswegs die Düse in die Mitte des Rohrquerschnittes zu bringen und diesen dadurch zu verringern, sondern kann sie seitlich eben mit der Luttenwand abschneiden lassen, um doch die größte mögliche Wirkung zu erzielen, wenn man nur die Schräglage entsprechend wählt.

Die Kurven zeigen, daß bei einem seitlichen Abstande von 40 mm bezw. 80 mm eine Schräglage von 4° bezw. 6° bis 9° die größte Fördermenge ergibt, und daß deren Unterschied gegenüber der größten beim Abstande 0 mm nur 0,6 vH bezw. 1,3 vH beträgt (die anscheinende Verbesse-

Fig. 18 und 19.

Strahlenaustritt bei beliebiger Düsenstellung. $D = 206$ mm, $\Phi = 3{,}6$ mm, $z = 7$.

Die Ziffern entsprechen den Nummern der Beobachtungsreihen in Zahlentafel 3.

Fig. 18: 0 mm, — 300 mm, + 200 mm Abstand vom Eintrittsquerschnitt; ohne Trichter / mit » } Strahlaustrittquerschnitt in der Rohrachse

Fig. 19: ohne Trichter 0 mm, mit » 200 » Abstand vom Leitungseintrittquerschnitt; 0 mm, 40 mm, 80 mm Seitenabstand des Strahlaustrittquerschnittes von der Rohrachse

Abszissen: Schräglage der Düsenachse gegenüber der Rohrachse
Ordinaten: Minderförderung in vH derjenigen bei günstigster Düsenstellung überhaupt
Kurven: Unveränderliche Stellung des Mittelpunktes des Düsenaustrittquerschnittes bei unveränderlichen sonstigen Bedingungen
Kurvenscharen: Geringer und hoher Ueberdruck in der Düse (weitere Unterteilung ist aus den Kurven selbst ersichtlich)

rung um 0,4 vH im Querschnitt + 200 mm dürfte durch kleine Versuchsfehler zu erklären sein).

Die Unterschiede für verschiedene Rohrlängen und Ueberdrücke sind nahezu die gleichen wie bei zur Achse parallelem Strahlaustritt. Für Schrägstellungen von 1° bis 2° gegenüber der Rohrachse bezw. der Symmetrieachse ist die Abnahme der Fördermenge gering. Bei größerer Schräglage entspricht einer Winkeländerung von 10° eine Abnahme der Menge um rd. 6 vH.

Um die »reduzierten Rohrlängen« zu bestimmen, d. h. die Rohrlängen, die bei rein zylindrischer Leitung jeweilig den gleichen Strömungswiderstand und daher unter sonst gleichen Umständen dieselbe Förderluftmenge ergeben hätten, wie die mit Kopf und verschiedener Anzahl (z) offener Mündungen versehene Versuchsleitung, wurde für die Durchmesser 312 mm und 206 mm je eine besondere Eichungsleitung von 32 Rohrstücken zusammengestellt. Das 5., 10., 15., 20., 25., 30. Rohrstück enthielt 150 mm vor seinem Austrittquerschnitt vier über seinen Umfang gleichmäßig verteilte innen gut abgerundete Oeffnungen von 1,6 mm Dmr. mit kurzen Messingrohransätzen. Zur Ableitung des in dem jeweiligen Querschnitte herrschenden Ueberdruckes wurden die entsprechenden vier Meßstellen mit Hülfe von Messingrohr-T-Stücken und Gummischläuchen zu einer gemeinschaftlichen Leitung vereinigt, die an das Mikromanometer angeschlossen wurde.

Wie aus Zahlentafel 4 zu ersehen ist, wurden an allen sechs Druckmeßstellen für die Oeffnungszahlen $z = 1$ bis 7 die Ueberdrücke gemessen und über den den Meßstellen entsprechenden Rohrlängen, Fig. 20, aufgetragen. Die sieben Kurven zeigten sich, wie zu erwarten war, innerhalb der Grenze der Beobachtungsfehler als Gerade. Hierauf wurde zunächst die Verschlußplatte des Kopfes und dann der Kopf selbst mit samt dem (bei der 312 mm-Leitung eine Einschnürung bildenden) Zwischenstück abgenommen, so daß nur noch die aus 32 Rohren bestehende Leitung vorhanden war. Schließlich wurde die Leitung sprungweise auf 25, 20, 15 Rohrstücke verkürzt und die Messungen an den bekannten Stellen ausgeführt, soweit nicht die eine oder mehrere von ihnen durch Verkürzung der Leitung in Wegfall gekommen waren. Zuletzt wurde noch eine Leitung aus 11 Rohrstücken gebildet, als deren ungerade Teile die 6 mit Meßstellen versehenen gewählt wurden. Wie Fig. 20 zeigt, ergab sich auch hier schon vom Ende des dritten Rohres an bis zum letzten noch der geradlinige Druckabfall.

Bei der Auftragung der Versuchspunkte fiel die eigentümliche gegenseitige Lage aller 13 Strahlen auf. Sie bildeten offenbar ein Büschel, dessen Scheitel etwa 33 m vor der Rohrmündung lag und einen Ueberdruck von ungefähr 9,6 mm zeigte.

Aus dem Verlauf der acht Strahlen $z = 1$ bis rd. 36 bis

Zahlentafel 3 (vergl. Fig. 18 und 19).

Abhängigkeit der Förderluftmenge von der Schräglage der Düsenachse bei beliebiger Düsenstellung.

($D = 206$ mm; $\Phi = 3,6$ mm; $z = 7$)

Ueberdruck in der Düse Jp at	mit oder ohne Trichter	Querschnittsabstand mm	Seitenabstand von der Rohrachse mm	Beobachtungsreihe	Bezeichnung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	wahre Schräglage bei $\alpha = 0°$ und Verhältnisse bei dieser nach der Kurve [1]) [2])	günstigste wahre Schräglage und Verhältnisse bei ihr nach der Kurve
						für die hiernach folgenden Beobachtungspunkte 1 bis 9 wurde I) die scheinbare Schräglage α in ° am Drehbankschlitten eingestellt, II) der Ueberdruck h in mm W.-S. beobachtet und III) die Minderförderung gegenüber der dem Ueberdruck h_{max} entsprechenden größtmöglichen Menge in vH der letzteren ermittelt.										
1	ohne Trichter	— 300	0	1	I	17 1/2	10	5	0	— 5	— 10	— 17	— 40 [3])	— 40 [4])	1 1/2	0
					II	**0,316**	**0.346**	**0.378**	**0.403**	**0.395**	**0.364**	**0.332**	**1.557**	**0.249**	**0.403**	**0,405**
					III	11,7	7,6	3,5	0,3	1,3	5,2	9,5	19,8	22,0	0,3	0,1
	»	0	0	2	I	30	20	10	5	0	— 5	— 10	— 20	— 30	1 1/4	0
					II	**0.281**	**0,311**	**0.348**	**0.381**	**0.407**	**0.400**	**0.370**	**0.325**	**0.287**	**0.408**	**0.410**
					III	17,1	12,8	7,8	3,6	0,2	1,2	5,0	11,0	16,4	0,2	0,1
	»	200	0	3	I	20	15	10	5	0	— 5	— 10	— 20	— 25	1	0
					II	**0,300**	**0.328**	**0.346**	**0.363**	**0.390**	**0.382**	**0.355**	**0.307**	**0,248**	**0.390**	**0.391**
					III	14,0	10,1	7,7	5,5	2,0	3.0	6,5	13,1	21,8	2,0	1,9
	mit Trichter	200	0	4	I	20	15	10	5	0	— 5	— 10	— 15	— 20	1	0
					II	**0.268**	**0,322**	**0.348**	**0,376**	**0,404**	**0.393**	**0,362**	**0.330**	**0.289**	**0,404**	**0.405**
					III	23,0	15,8	12,5	9,0	5,7	7.0	10,8	14,8	20.3	5,7	5,6
6	ohne Trichter	0	0	5	I	30	20	10	5	0	— 5	— 10	— 20	— 30	1 1/2	0
					II	**1,633**	**1.840**	**2.080**	**2,273**	**2.420**	**2.340**	**2.183**	**1.937**	**1,711**	**2,420**	**2.428**
					III	18,0	12,8	7,4	3,2	0,1	1,4	5,1	10,5	15.9	0,1	0,0
	mit Trichter	200	0	6	I	20	15	10	5	0	— 5	— 10	— 15	— 20	1 1/4	0
					II	**1.806**	**2,129**	**2.277**	**2,437**	**2.620**	**2.557**	**2,359**	**2,192**	**1.941**	**2,616**	**2.619**
					III	21,0	14,3	11,4	8,3	4,8	6,1	9,7	13,0	18,1	4,9	4,8
	ohne Trichter	0	40	7	I	30	20	10	0	— 5	— 10	— 20	— 30	— 40	rd. 1 1/4	— 3,8
					II	**1,151**	**1,756**	**1.990**	**2.320**	**2.415**	**2.317**	**1.978**	**1.752**	**1.533**	**2,320**	**2,415**
					III	20,4	15,3	9.8	2,6	0,6	2,7	10,1	15,4	20,7	2,6	0,6
	»	0	80	8	I	30	20	10	0	— 5	— 10	— 15	— 20	— 30	rd. 1 1/4	— 8.5
					II	**1.436**	**1.610**	**1,798**	**2.019**	**2,240**	**2.356**	**2.261**	**2.067**	**1.800**	**2.024**	**2.352**
					III	22,9	18,6	13,8	8,3	3,9	1,2	3,4	7,6	13,8	8,2	1,3
	mit Trichter	200	80	9	I	5	0	— 2 1/2	— 5	— 7 1/2	— 10	— 15	— 20	— 30	rd. 1 1/4	— 6,2
					II	**1,747**	**2,235**	**2,414**	**2,545**	**2,583**	**2,534**	**2.341**	**2,176**	**1,897**	**2,237**	**2,582**
					III	21,7	11,4	7,8	5,3	4,6	5,6	9,2	12,5	18,3	11.3	4,6

[1]) Die Minderförderungswerte dieser Reihe sind für die Beobachtungsreihen 1 bis 4 hier nicht wiedergegebenen Figuren, für die Beobachtungsreihen 5 bis 9 den Kurven nach Fig. 16 und 17 entnommen.

[2]) Die scheinbare Schräglage weicht nach dem Verlauf der den Beobachtungsreihen 1 bis 6 entsprechenden Kurven um 1° bis 1 1/2°, im Mittel um rd. 1 1/4° von der durch die Symmetrielinie gekennzeichneten ab. Die Düse war also um soviel schief gebohrt, oder die Drehbankwange gegenüber der Rohrachse um rd. 1 1/4° falsch eingestellt. Ersteres scheint der Fall gewesen zu sein. Denn es wurden mit den sieben Düsen Nr. 1, 6, 8, 12, 14, 17, 19 Versuche vorgenommen, bei denen die Verstellung von der scheinbaren Nullage aus nach jeder Seite um 7° von Grad zu Grad erfolgte. Hierbei zeigte die Symmetrielinie für die einzelnen Düsen Abweichungen innerhalb ± 3°.

[3]) Gehört zu Beobachtungsreihe 8.

[4]) Gehört noch zu Beobachtungsreihe 2.

Zahlentafel 4 (vergl. Fig. 20).

Abhängigkeit des Ueberdruckes in mm W.-S. in verschiedenen Leitungsquerschnitten von der Länge der zylindrischen Leitung und der Widerstandsvergrößerung durch Kopf und Mündungen.

($D = 312$ mm; Φ 3,6 mm; $\Delta p = 6$ at: Leitung ohne Trichter)

mit oder ohne Kopf	mit oder ohne Platte	Länge der zylindrischen Leitung: in Rohrstücken r	Länge der zylindrischen Leitung: l' m	Anzahl der offenen Mündungen z	Meßstelle . . .	I	II	III	IV	V	VI
					Entfernung des Meßquerschnittes vom Leitungsanfang in r	rd 5	rd. 10	rd. 15	rd. 20	rd. 25	rd. 30
					m	4,625	9,331	14,060	18,774	23,485	28,194
mit Kopf	mit Platte	32	30,236	1	beobachtet	9,356	9,325	9,305	9,264	9,232	9,195
					berechnet	9,362	0,330	9,298	9,266	9,234	9,202
					beob.-ber.	−0,006	−0,005	0,007	−0,002	−0,002	−0,007
»	»			2	beobachtet	8,874	8,758	8,666	8,580	8,463	8,380
					berechnet	8,849	8,752	8.655	8,559	8,462	8,365
					beob.-ber.	0,025	0,006	0,011	0,021	0,001	0,015
»	»			3	beobachtet	8,337	8,171	7,987	7,858	7,657	7,529
					berechnet	8,311	8.148	7,982	7,818	7,653	7,489
					beob.-ber.	0,026	0,023	0,005	0,040	0,004	0,040
»	»			4	beobachtet	7,876	7,638	7,386	7,192	6,961	6,763
					berechnet	7,855	7,633	7,410	7,187	6,965	6,743
					beob.-ber.	0,021	0,005	−0,024	0,005	−0,004	0,020
»	»			5	beobachtet	7,505	7,199	6,934	6,702	6.413	6,189
					berechnet	7,497	7.230	6,959	6,693	6,426	6,159
					beob.-ber.	0,008	−0,031	−0,025	0,009	−0,013	0,030
»	»			6	beobachtet	7,233	6 907	6,588	6,304	6,004	5,726
					berechnet	7,223	6,922	6,619	6,317	6.015	5,713
					beob.-ber.	0 010	−0,015	−0,031	−0,013	−0,011	0,013
»	»			7	beobachtet	7,021	6,668	6,325	6,020	5,680	5,406
					berechnet	7.016	6,688	6,359	6,031	5,703	5,375
					beob.-ber.	0,005	−0,020	−0,034	−0,011	−0,023	0,031
»	ohne Platte			∼ 36	beobachtet	6.173	5.699	5,262	4,836	4,399	3,965
					berechnet	6,154	5.710	5,271	4,833	4,395	3,957
					beob.-ber.	0.019	−0.011	−0.009	0,003	0,004	0,008
ohne Kopf u. daher auch ohne Platte (reduz. Leitungslänge l_r' gleich Länge l' d. zylindrisch. Leitung)		32	30,236	da ohne Platte, so auch ohne besondere Mündungen; keine berechneten, nur beobachtete Werte		3,904	3.152	2.426	1,744	1,029	0,337
		25	23,635			3,284	2,434	1,626	0,862	0.073	—
		20	18,924			2,720	1.782	0,907	0,073	—	—
		15	14 210			2,044	1,025	0.054	—	—	—
		11	10,425	andre Meßstellen, sonst wie vorher	Meßstelle . . .	α	β	$\gamma =$ I	δ	ε	η
					Entfernung r .	∾ 1	∾ 3	∾ 5	∾ 7	∾ 9	∾ 11
					Entfernung m .	0,854	2,737	4,624	6,511	8,393	10.274
					beobachtet	−5,991	1,785	1,400	0,952	0,512	0,124

Fig. 20.

Verlauf des Ueberdruckes in der weiten Leitung für verschiedene Leitungsverhältnisse. $D = 312$ mm, $\Phi = 3{,}6$ mm, $\Delta p = 6$ at, Leitung ohne Trichter.

Abszissen: Abstand vom Leitungseintrittquerschnitt

Ordinaten: Ueberdruck in (6) bestimmten Querschnitten

Kurven: Unveränderliche Leitungsverhältnisse

Kurvenscharen: Leitung mit und ohne Kopf

zur Meßstelle VI wurde in bekannter Weise die ideelle Rohrlänge L' ermittelt, die je vom Scheitelpunkt bis zu dem Punkte gerechnet ist, an welchem kein Ueberdruck mehr herrschte. Aus der gegenseitigen Lage der acht Strahlen ließ sich die Länge L'_∞ ermitteln, die sich anstatt der gefundenen Länge

$$L'_{\text{rd. }36} = 103{,}47 \text{ m}$$

ergeben hätte, wenn der Kopfdurchmesser unendlich groß gewesen wäre. Es fand sich

$$L'_\infty = L'_{\text{rd. }36} - 1{,}78 = 101{,}69 \text{ m}.$$

Durch Abzug dieser Länge von den den Mündungszahlen $z = 7$ bis 1 entsprechenden ideellen Rohrlängen L' ergaben sich die »Längenwerte λ_m der Mündungen«. Die logarithmische Auftragung jedes dieser Längenwerte λ_m über seiner Mündungszahl z ergab eine nahezu ideale Gerade, bestimmt durch die Gleichung

$$\lambda_m z^{1,844} = 1316{,}80 \quad . \quad . \quad (2a).$$

Aus letzterer folgten umgekehrt die ideellen Rohrlängen L' nach der Gleichung

$$L' = 101{,}69 + \lambda_m.$$

Die »reduzierten Leitungslängen« l_r' fanden sich durch Verminderung der ideellen Leitungslängen L' um die dem Polabstand entsprechende »zusätzliche Leitungslänge« $\Delta l = 32{,}70$ m. Eine Zusammenstellung dieser

Zahlentafel 5.

Oben: Zusammenstellung verschiedener von der Anzahl der offenen Mündungen abhängiger Längenwerte.
Unten: Abhängigkeit des Ueberdruckes im Kopf von der Anzahl der offenen Mündungen bei den Eichungsleitungen.

($\Phi = 3,6$ mm; $\Delta p = 6$ at; beide Leitungen mit Trichter)

	Anzahl der offenen Mündungen z		Leitungsdurchmesser D in mm	∞	∾ 36	7	6	5	4	3	2	1
Längenwerte in m	Längenwert der Mündungen allein nach Gl. (2a) und (2b)	λ_m	312	0,00	1,78	36,40	48,37	67,71	102,17	173,66	366,81	1316,80
			206	0,00	0,94	4,86	6,46	9.01	13,64	23,18	48,97	175,79
	Längenwert von Kopf und Mündungen $\lambda = \lambda_m + \lambda_k$ $(= l_r' - l' = l_r - l)$	λ	312	38,75	40,53	75,15	87,12	106,46	140.92	212,41	405,56	1355,55
			206	0,47	1,41	5,33	6.93	9,51	14,11	23,65	49,44	176,26
	reduzierte Leitungslänge für Versuche (ohne Trichter) $l_r = \lambda + l$	l_r	312	45,40	47,18	81,80	93.77	113,11	147,57	219.06	412,21	1362,20
			206	11,93	12,87	16,79	18,39	20,97	25,57	35,11	60,90	187,72
	reduzierte Leitungslänge für Eichung (ohne Trichter) $l_r' = \lambda + l'$ $(= L' - \Delta l)$	l_r'	312	68,99	70,77	105,39	117,36	136,70	171,16	242,65	435,80	1385,79
			206	30,95	31,89	35,81	37,41	39,99	44,59	54,13	79,92	206,74
	ideelle Leitungslänge für Eichung (mit Trichter) $L_t' = l_r' + \Delta l - \Delta l_t$ $(= L' - \Delta l_t)$	L_t' [1]	312	92,19	93,97	128,59	140,56	159,90	194,36	265,85	459,00	1408,99
			206	45,30	46,24	50,16	51,76	54,34	58,94	68,48	94,27	221,09
Ueberdrücke im Kopf in mm W.-S.	beobachtet	$h_{beob.}$	312	—	—	2 313	2,882	3,650	4,671	5,961	7,422	8,845
			206	—	—	1,702	2,274	3,130	4,482	6,823	10,852	17,330
	berechnet	$h_{ber.}$	312	—	—	2,319	2.897	3,659	4,661	5,934	7,417	8,822
			206	—	—	1,702	2,262	3,117	4,496	6,825	10,904	17,361
	beobachtet — berechnet	Δh	312	—	—	−0,006	−0.015	−0,009	0,010	0,027	0,005	0,023
			206	—	—	0,000	0,012	0,013	−0,014	−0,002	−0,052	−0,031
	beobachtet und umgerechnet auf 1 Mündung	$H_{beob.}$	312	—	—	117,79	106,72	93,04	75,67	54,03	29,10	8,85
			206	—	—	86,67	84,20	79,79	72,61	61,84	43,54	17,34

[1]) Die entsprechenden Werte L' für die Leitung ohne Trichter, bei der die Bestimmung der Längenwerte λ_m wirklich stattfand, sind weggelassen, da sie sich von den Werten L_t' nur durch das für jede Leitung unveränderliche Glied Δl_t unterscheiden.

Zahlentafel 6.

Zusammenstellung verschiedener von der Anzahl der offenen Mündungen unabhängiger Längenwerte.

Wert $\frac{\text{oben}}{\text{unten}}$ für $D = \frac{312 \text{ mm}}{206 \text{ »}}$

Scheitel des Strahlenbüschels: Abstand vom Leitungseintrittquerschnitt Δl	Scheitel des Strahlenbüschels: Ueberdruck im Scheitel Δ_{ld}	Länge der zylindrischen Leitung für: Eichungsleitung in Rohrstücken	Eichungsleitung l'	Versuchsleitung in Rohrstücken	Versuchsleitung l	Leitungsverkürzung durch Trichter Δl_t
m	mm W.-S.	r	m	r	m	m
32,70	9,615	32	30,236	7	6,65	9,50
20,35	22,50	32	30,489	12	11,46	6,00

und einiger andrer aus ihnen abgeleiteter bemerkenswerter Zahlen zeigen die Zahlentafeln 5 und 6, die auch die entsprechenden Werte für die 206 mm-Leitung enthalten. Bei dieser Leitung fand sich die Gleichung

$$\lambda_m z^{1,844} = 175,79 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2\,b)$$

und der Polabstand (oder die zusätzliche Leitungslänge)

$$\Delta l = 20,35 \text{ m}.$$

Die Geraden für $z = 1$ bis ∞ 36, Fig. 20, sind die zeichnerische Darstellung der berechneten Werte. Die Abweichungen der einzelnen Beobachtungspunkte von denen, die sich nach der Umrechnung aus Zahlentafel 5 und 6 ergeben müßten, sind aus den entsprechenden Zeilen (beob. — ber.) der Zahlentafel 4 zu erkennen.

Bei der Längenbestimmung für die 206 mm-Leitung ergab sich eine (einer Vergrößerung der reduzierten Leitungslänge entsprechende) Vergrößerung des Polabstandes um rd. 4 m, wenn der Leitungseintrittquerschnitt durch Einlegen von Messingröhrchen um knapp 10 vH verkleinert wurde Da bei zweckmäßiger Gestaltung des Eintrittsquerschnittes eine Verkleinerung der reduzierten Leitungslänge zu erwarten war, wurden bei jeder mit einem Einlauftrichter von der nebenstehenden Form, Fig. 21, versehenen, sonst aber unveränderlichen Eichungsleitung die Ueberdrücke im Kopf für die Mündungszahlen $z = 1$ bis 7 bestimmt.

Fig. 21.
Einlauftrichter.

Vor dem Eingehen auf die so ermittelten Beziehungen sei eine Zusammenstellung der Größen gegeben, die teils in den letzten Gleichungen, teils bei der Ermittlung der gesuchten Beziehungen eine gewisse Rolle spielen. Soweit sich für die eigentliche »Versuchsleitung« und für die längere »Eichungsleitung« besondere Bezeichnungen nötig machten, sind die für die Eichungsleitung gültigen in Klammern angeführt. Hiernach bedeutet

$z = 1, 2, \ldots 7$ die Anzahl der offenen Mündungen,

h_z in mm W.-S. den bei z offenen Mündungen vorhandenen Ueberdruck,

H in mm W.-S. den auf eine (gut abgerundete) Mündung (von $\vartheta_r = 100,0$ mm Dmr.) umgerechneten Ueberdruck h_z,

l (bezw. l') in m die Länge der zylindrischen Leitung,

λ_m in m den »Längenwert der (offenen) Mündungen«,

λ in m den »Längenwert von Kopf und Mündungen«,

l_r (bezw. l_r') in m die »reduzierte Leitungslänge«,

L (bezw. L') in m die »ideelle Leitungslänge« für die Leitung ohne Trichter,

L_t (bezw. L_t') in m die »ideelle Leitungslänge« für die Leitung mit Trichter,

$\Delta l = q\,(\Delta p, \Phi)$ in m die »zusätzliche Leitungslänge«, d. h. den Unterschied zwischen ideeller und reduzierter Leitungslänge,

Δl_t in m die »Leitungsverkürzung« durch den Trichter,

Zahlentafel 7 (vergl. Fig. 22).

Abhängigkeit des Ueberdruckes im Kopf vom Ueberdruck in der Düse und von der Anzahl der offenen Mündungen.

($D = 312$ mm)

Düse	Anzahl der offenen Mündungen	mit oder ohne Trichter	Ueberdrücke h und deren Unterschied in mm W.-S. bei Δp in at: 1,0128 beob. / ber.	1,0128 beob.—ber.	1,4995 beob. / ber.	1,4995 beob.—ber.	1,9908 beob. / ber.	1,9908 beob.—ber.	2,971 beob. / ber.	2,971 beob.—ber.	3,974 beob. / ber.	3,974 beob.—ber.	4,965 beob. / ber.	4,965 beob.—ber.	5,952 beob. / ber.	5,952 beob.—ber.
Düse Nr. 19: $\Phi = 3,600$ mm	0 [1]	ohne	1,786	—	2,586	—	3,383	—	4,963	—	6,554	—	8,121	—	9,725	—
	1	mit	1,615 / 1,576	0,039	— / —	—	3,076 / 3,077	−0,001	— / —	—	6,043 / 6,085	−0,042	— / —	—	9,028 / 9,072	−0,044
	1	ohne	1,567 / 1,565	0,002	2,310 / 2,301	0,009	3,055 / 3,046	0,009	4,519 / 4,529	−0,010	6,004 / 6,040	−0,036	7,468 / 7,528	−0,060	8,991 / 9,007	−0,016
	2	ohne	1,330 / 1,330	0,000	1,976 / 1,963	0,013	2,608 / 2,600	0,008	3,893 / 3,885	0,008	5,189 / 5,189	0,000	6,439 / 6,474	−0,035	7,747 / 7,752	−0,005
	3	mit	1,133 / 1,121	0,012	— / —	—	2,200 / 2,214	−0,014	— / —	—	4,426 / 4,431	−0,005	— / —	—	6,623 / 6,634	−0,011
	3	ohne	1,087 / 1,077	0,010	1,596 / 1,596	0,000	2,126 / 2,124	0,002	3,173 / 3,177	−0,004	4,256 / 4,251	0,005	5,290 / 5,310	−0,020	6,377 / 6,364	0,013
	4	ohne	0,856 / 0,855	0,001	1,289 / 1,272	0,017	1,702 / 1,697	0,005	2,587 / 2,545	0,042	3,461 / 3,411	0,050	4,261 / 4,265	−0,004	5,144 / 5,116	0,028
	5	mit	0,730 / 0,725	0,005	— / —	—	1,450 / 1,450	0,000	— / —	—	2,933 / 2,930	0,003	— / —	—	4,405 / 4,403	0,002
	5	ohne	0,677 / 0,677	0,000	1,014 / 1,010	0,004	1,350 / 1,351	−0,001	2,026 / 2,030	−0,004	2,726 / 2,724	0,002	3,398 / 3,395	0,003	4,102 / 4,093	0,009
	6	ohne	0,540 / 0,539	0,001	0,806 / 0,807	−0,001	1,082 / 1,081	0,001	1,626 / 1,628	−0,002	2,177 / 2,186	−0,009	2,715 / 2,739	−0,024	3,294 / 3,289	0,005
	7	mit	0,472 / 0,474	−0,002	— / —	—	0,956 / 0,955	0,001	— / —	—	1,941 / 1,942	−0,001	— / —	—	2,929 / 2,927	0,002
	7	ohne	0,436 / 0,434	0,002	0,651 / 0,651	0,000	0,873 / 0,873	0,000	1,315 / 1,316	−0,001	1,762 / 1,769	−0,007	2,193 / 2,218	−0,025	2,669 / 2,663	0,006
Düse Nr. 6; $\Phi = 1,047$ mm	0 [1]	ohne	0,141	—	0,204	—	0,281	—	0,426	—	0,573	—	0,720	—	0,857	—
	1	»	0,112 / 0,110	0,002	0,167 / 0,167	0,000	0,229 / 0,227	0,002	0,353 / 0,349	0,004	0,477 / 0,475	0,002	0,611 / 0,603	0,008	0,740 / 0,731	0,009
	2	»	0,086 / 0,088	−0,002	0,136 / 0,136	0,000	0,183 / 0,186	−0,003	0,286 / 0,289	−0,003	0,399 / 0,396	0,003	0,507 / 0,505	0,002	0,617 / 0,615	0,002
	3	»	0,062 / 0,068	−0,006	0,102 / 0,104	−0,002	0,142 / 0,144	−0,002	0,227 / 0,227	0,000	0,310 / 0,313	−0,003	0,400 / 0,403	−0,003	0,487 / 0,492	−0,005
	4	»	0,049 / 0,050	−0,001	0,080 / 0,079	0,001	0,110 / 0,111	−0,001	0,176 / 0,176	0,000	0,244 / 0,245	−0,001	0,314 / 0,315	−0,001	0,387 / 0,386	0,001
	5	»	0,038 / 0,038	0,000	0,059 / 0,061	−0,002	0,086 / 0,085	0,001	0,136 / 0,137	−0,001	0,187 / 0,191	−0,004	0,245 / 0,241	0,004	0,301 / 0,303	−0,002
	6	»	0,029 / 0,029	0,000	0,048 / 0,047	0,001	0,065 / 0,067	−0,002	0,108 / 0,107	0,001	0,150 / 0,151	−0,001	0,193 / 0,195	−0,002	0,241 / 0,240	0,001
	7	»	0,022 / 0,023	−0,001	0,038 / 0,037	0,001	0,050 / 0,054	−0,004	0,086 / 0,085	0,001	0,118 / 0,120	−0,002	0,155 / 0,156	−0,001	0,194 / 0,192	0,002

[1] Bei $z = 0$ sind nur die beobachteten Ueberdrücke eingetragen.

$\nu \infty 1{,}84$ bis $1{,}85$ den »Geschwindigkeitsexponenten«,
C_L die »Längenkonstante«,
D in mm den Durchmesser der Luttenleitung.

Da dem Kopf von rd. 600 mm Dmr. ein Querschnitt von $z =$ rd. 36 Mündungen entsprach, ergab sich der auf eine Mündung und unendlichen Kopfquerschnitt umgerechnete Ueberdruck zu

$$H = h_z \frac{z^2\, 36^2}{36^2 - z^2}.$$

Die Logarithmen dieser den Mengenquadraten proportionalen Ueberdrücke H wurden einmal über den Logarithmen der reduzierten Rohrlängen l_r', zum andern über den Logarithmen der ideellen Rohrlängen L' aufgetragen. Es ergaben sich Kurven, die für beide Leitungen im ersten Falle konkav nach unten, im zweiten Falle konkav nach oben gekrümmt waren. Wählte man dagegen als Abszissen Logarithmen, deren Numeri für die 312 mm-Leitung um 9,50 m und für die 206 mm-Leitung um 6,00 m kleiner waren als die ideellen Leitungslängen, so ergeben sich zwei parallele Gerade entsprechend den Gleichungen:

$$(L' - 9{,}5)^{1{,}0834}\, H = 22773$$
$$\text{und } (L' - 6{,}0)^{1{,}0834}\, H = 6026 \quad . \quad . \quad . \quad (3').$$

Beachtet man, daß

$$1{,}0834 = \frac{1}{0{,}923} = \frac{2}{1{,}846} = \frac{2}{\nu}\ ^{1)},$$

und daß die »Längenkonstante« C_L für verschiedene Leitungsdurchmesser unter sonst gleichen Umständen verschiedene Werte hat, so kann man beiden Gleichungen die gemeinschaftliche Form geben:

$$(L' - \Delta l_t)^{\frac{2}{\nu}}\, H = ([l_r' - \Delta l_t] + \Delta l)^{\frac{2}{\nu}}\, H = C_L \quad . \quad (3),$$

[1] Der Wert $\nu \infty 1{,}85$ ist kein Zufallswert, sondern muß mit dem von Fritzsche (vergl. Z. 1908 S. 81 u. f.) gefundenen Geschwindigkeitsexponenten 1.852 übereinstimmen. Der Nachweis hierfür ist aus dem ungekürzten Bericht zu ersehen.

Zahlentafel 8 (vergl. Fig. 23).

Abhängigkeit des Ueberdruckes im Kopf vom Düsendurchmesser und von der Anzahl der offenen Mündungen.

($D = 312$ mm; Leitung ohne Trichter)

Ueberdruck in der Düse Δp at	Anzahl der offenen Mündungen z	Ueberdrücke h und deren Unterschiede in mm W.-S. für Düse Nr.:													
		1 $\Phi = 0{,}507$ mm		6 [2] $\Phi = 1{,}047$ mm		8 $\Phi = 1{,}607$ mm		12 $\Phi = 2{,}053$ mm		14 $\Phi = 2{,}561$ mm		17 $\Phi = 3{,}182$ mm		19 [2] $\Phi = 3{,}600$ mm	
		beob. ber.	beob. — ber.	beob. ber.	beob. — ber.	beob. ber.	beob. — ber.	beob. ber.	beob. — ber.	beob. ber.	beob. — ber.	beob. ber.	beob. — ber.	beob. ber.	beob. — ber.
5,952	0 [1]	0,214		0,857		1,991		3,182		4,918		7,691		9,725	
	1	0,164 0,165	−0,001	0,740 0,731	0,009	1,775 1,749	0,026	2,874 2,865	0,009	4,483 4,507	−0,024	7,052 7,004	0,048	8,991 9,007	−0,016
	2	0,133 0,134	−0,001	0,617 0,615	0,002	1,496 1,488	0,008	2,442 2,450	−0,008	3,847 3,866	−0,019	6,048 6,020	0,028	7,747 7,752	−0,005
	3	0,100 0,102	−0,002	0,487 0,492	−0,005	1,209 1,207	0,002	1,981 1,996	−0,015	3,146 3,162	−0,016	4,972 4,938	0,034	6,377 6,364	0,013
	4	0,079 0,077	0,002	0,387 0,386	0,001	0,955 0,959	−0,004	1,591 1,596	−0,005	2,532 2,533	−0,001	3,993 3,964	0,029	5,144 5,116	0,028
	5	0,058 0,059	−0,001	0,301 0,303	−0,002	0,764 0,760	0,004	1,259 1,269	−0,010	2,000 2,021	−0,021	3,192 3,169	0,023	4,102 4,093	0,009
	6	0,044 0,046	−0,002	0,241 0,240	0,001	0,602 0,601	0,001	1,003 1,015	−0,012	1,584 1,620	−0,036	2,546 2,544	0,002	3,294 3,289	0,005
	7	0,036 0,036	0,000	0,194 0,192	0,002	0,488 0,489	−0,001	0,816 0,818	−0,002	1,285 1,310	−0,025	2,053 2,060	−0,007	2,669 2,663	0,006
1,0128	0 [1]	0,022		0,141		0,343		0,565		0,892		1,413		1,786	
	1	0,020 0,022	−0,002	0,112 0,110	0,002	0,277 0,278	−0,001	0,481 0,470	0,011	0,763 0,755	0,008	1,241 1,200	0,011	1,567 1,565	0,002
	2	0,017 0,016	0,001	0,086 0,088	−0,002	0,228 0,229	−0,001	0,392 0,392	0,000	0,637 0,638	−0,001	1,034 1,017	0,017	1,330 1,330	0,000
	3	0,010 0,011	−0,001	0,062 0,068	−0,006	0,179 0,179	0,000	0,307 0,311	−0,004	0,505 0,509	−0,004	0,823 0,821	0,002	1,087 1,077	0,010
	4	—	—	0,049 0,050	−0,001	0,137 0,138	−0,001	0,242 0,243	−0,001	0,399 0,400	−0,001	0,652 0,649	0,003	0,856 0,855	0,001
	5	—	—	0,038 0,038	0,000	0,107 0,108	−0,001	0,188 0,189	−0,001	0,309 0,314	−0,005	0,513 0,513	0,000	0,677 0,677	0,000
	6	—	—	0,029 0,029	0,000	0,083 0,084	−0,001	0,149 0,149	0,000	0,249 0,249	0,000	0,407 0,408	−0,001	0,540 0,539	0,001
	7	—	—	0,022 0,023	−0,001	0,067 0,066	0,001	0,118 0,119	−0,001	0,198 0,199	−0,001	0,327 0,328	−0,001	0,436 0,434	0,002

[1] Bei $z = 0$ sind nur die beobachteten Ueberdrücke eingetragen.
[2] Die den Düsen Nr. 6 und 19 entsprechenden Werte sind aus Zahlentafel 7 wiederholt.

in der der Ausdruck Δl_t einer durch den Trichter erzielten Leitungsverkürzung um rd. den 30fachen Betrag des jeweiligen Leitungsdurchmessers entspricht.

Zahlentafel 5 (untere Hälfte) läßt die zahlenmäßigen Unterschiede der beobachteten und der berechneten Werte erkennen. Die größten verhältnismäßigen Ueberdruckunterschiede betrugen ± 0,5 vH. Die Zeilen ($H_{beob.}$) zeigen deutlich, wie notwendig eine genaue Ueberdruckmessung gerade bei den niedrigen Werten h_z war, die hohen Werten z entsprachen.

Von den Versuchen, die zur Bestimmung der Abhängigkeit der Förderluftmenge vom Ueberdruck in der Düse und vom Düsendurchmesser vorgenommen wurden, sind hier diejenigen herausgegriffen, die sich auf die 312 mm-Leitung beziehen. Jede Düse befand sich mit ihrem Austrittsquerschnitt in der Mitte des Leitungsquerschnittes — 150 mm. Die genauere Untersuchung erstreckte sich auf zwei Düsendurchmesser einerseits und zwei Ueberdrücke in der Düse anderseits. In beiden Fällen wurde der Ueberdruck h_z im Kopf für alle sieben Mündungen $z = 1$ bis $z = 7$ gemessen. Die erste Hauptreihe umfaßte die Düsen Nr. 19 und 6. Als unabhängige Veränderliche waren die Ueberdrücke $\Delta p = 1$, $1^1/_2$, 2, 3, 4, 5, 6 at gewählt. Die zweite Hauptreihe bezog sich auf die Ueberdrücke $\Delta p = 6$ at und $\Delta p = 1$ at. Hierbei traten als unabhängige Veränderliche die Durchmesser rd. $^1/_2$, 1, $1^1/_2$, 2, $2^1/_2$, 3, $3^1/_2$ mm der Düsen Nr. 1, 6, 8, 12, 14, 19 auf.

Sämtliche Versuche wurden für die Leitung ohne Trichter ausgeführt. Für die Düse Nr. 19 und die ungeraden Mündungszahlen wurden Parallelversuche an der Leitung mit Trichter vorgenommen. Die Zahlentafeln 7 und 8 zeigen die Ergebnisse. Die numerischen Auftragungen des Ueberdruckes im Kopf über den Ueberdrücken in der Düse bezw. über den Quadraten der Düsendurchmesser ergaben Scharen von Kurven, die sich beim Ueberdruck $\Delta p = 0$ at bezw. beim Durchmesser $\Phi = 0$ mm auf der Abszissenachse schnitten und zumeist konkav nach oben verliefen.

Zur genaueren Bestimmung der vermuteten Gesetzmäßigkeiten wurden die logarithmischen Auftragungen gewählt. Sie zeigten, wie die einem Auszuge der Zahlentafeln 7 und 8 entsprechenden Figuren 22 und 23 erkennen lassen, Scharen von mehr oder weniger geraden Linien mit veränderlicher Neigung und Höhenlage, die so angeordnet waren, daß für jede Rohrlänge alle Kurven unveränderlichen Ueberdruckes in der Düse alle Kurven unveränderlichen Düsendurchmessers schnitten, und umgekehrt, während die Kurven jeder Schar sich kreuzten.

Fig. 22.
Beziehungen zwischen Ueberdruck in der Düse und Ueberdruck im Kopf.
$D = 312$ mm.

Abszissen: Logarithmus des Ueberdruckes in der Düse
Ordinaten: Logarithmus des Ueberdruckes im Kopf
Kurven: Unveränderliche Mündungszahl
Kurvenscharen: Großer und kleiner Düsendurchmesser

Fig. 23.
Beziehungen zwischen Düsendurchmesser und Ueberdruck im Kopf.
$D = 312$ mm, Leitung ohne Trichter.

Abszissen: Logarithmus des Düsendurchmessers
Ordinaten: Logarithmus des Ueberdruckes im Kopf
Kurven: Unveränderliche Mündungszahl
Kurvenscharen: Hoher und geringer Ueberdruck in der Düse

Bei größeren Rohrlängen konnte man die Kurven als Gerade ansprechen, bei kleineren Rohrlängen zeigten sie eine mit fallendem Düsendurchmesser Φ und sinkendem Ueberdruck Δp in der Düse wachsende Krümmung nach unten. Im übrigen verliefen für Rohrleitungen unveränderlicher Länge die Kurven gleichen Düsendurchmessers Φ flacher mit steigendem Durchmesser, die Kurven gleichen Ueberdrukkes Δp flacher für steigende Werte dieses Ueberdruckes und beide Kurvenscharen um so flacher, je größer die reduzierte Leitungslänge war. Außerdem divergierten die Strahlen für große und kleine Rohrlänge bei niedrigen Werten des Düsendurchmessers Φ oder des Ueberdruckes Δp weit stärker als bei hohen Werten.

Die zusammengehörigen Kurven für die Leitung mit und ohne Trichter hatten innerhalb der Beobachtungsfehler unveränderlichen Abstand, der sich aber mit steigender Rohrlänge beträchtlich verkleinerte.

(Schluß folgt.)

Die Einrichtung des neuen Schwimmdocks der Oesterreichisch-ungarischen Kriegsmarine.

In meinem in Nr. 31 und 33 dieser Zeitschrift veröffentlichten Aufsatze sind verschiedene Druckfehler und ein Uebersehen enthalten, auf welche ich von geschätzter Seite aufmerksam gemacht werde.

In Zahlentafel 1 Spalte 2 und 3 ist 4,81 statt 5,81 und 5,4 statt 4,4 zu setzen. An Stelle von 0,82012 in Gl. (5) ist 8,2012 zu setzen. Auf S. 1224 soll es richtig heißen: Dabei ist die Umlaufzahl proportional der ersten Potenz (statt dem Quadrate) der in 1 sk geförderten Wassermenge q und der Wurzel (statt der ersten Potenz) aus der Druckhöhe H, was sinngemäß auch auf S. 1227 zu berücksichtigen ist. Die in den Spalten 11 und 16 der Zahlentafel angeführten Umlaufzahlen n_I und n_{II} sind mit Ausnahme der in Reihe 2 enthaltenen $n_I = 265$ und $n_{II} = 272$ nach den Formeln $n_I = 95\,q$ und $n_{II} = 97{,}54\,q$ richtig zu stellen. Damit ergibt sich für Reihe 0: $n_I = 248$ statt 231 und $n_{II} = 254$ statt 238, und für Reihe 18: $n_I = 200$ statt 150 und $n_{II} = 205$ statt 155. Diese Zahlen sind in die untere Hälfte der Figur 14 zu übertragen.

R. Dub.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 28. Juni und 16. August 1912.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Schwarz, zeitweise Hr. Zeitz.
Schriftführer: Hr. Jahn.
Anwesend 25 Mitglieder und 6 Gäste.

Hr. Schwarz spricht über

die voraussichtlichen Grenzen der Schiffsabmessungen und den Unfall der „Titanic".

Als die Zeitungen vom Untergang des Riesendampfers »Titanic« der White Star-Linie berichteten, mit dem außer rd. 1500 Personen Werte von mindestens 100 Mill. *M* in die Fluten versanken, wurden mehrfach Stimmen laut, welche zum Ausdruck brachten, daß es bedenklich erscheine, mit dem Wachsen der Schiffsabmessungen in gleichem Tempo fortzufahren. Man müsse auf kleinere Schiffe Bedacht nehmen, um dadurch die Verluste an Menschen und Gütern zu beschränken. Zwar hat der Untergang der »Titanic« erwiesen, daß die Größe des Schiffes allein nicht gegen Seegefahr und gänzlichen Verlust sichert; dagegen sind die Konstruktionen des Schiffes als Ganzes sowie die sachgemäße Durchführung der Einzelkonstruktionen bestimmend für die Sicherheit des Schiffes. Die Geschichte der Dampfschiffahrt liefert in allen Entwicklungsstufen zahlreiche Beispiele von gänzlichen Verlusten von Schiffen, und es wird immer der Spruch Geltung behalten: Navigare necesse est, vivere non necesse est. Trotzdem sollte der Schiffbauer darnach streben, jedes Schiff, welches berufen ist, Personen und wertvolle Ladung zu befördern, möglichst so zu bauen, daß es allen Gefahren trotzen kann und auch bei schweren Unfällen nicht zum Sinken gebracht wird. Neben dieser Sicherheit des Schiffes im Betriebe und in Seegefahr handelt es sich jedoch auch darum, das Handelsschiff als nationalen Kulturträger und als Werkzeug des Seeverkehres in seiner Konstruktion und Bauweise derart auszugestalten, daß es als Diener des Handels und der Produktion und als Organ der nationalen Wirtschaft zur vollen Wirksamkeit gelangt. Denn jedes Handelsschiff ist in seiner

Daseinsberechtigung verfehlt, wenn es seinem Eigentümer keinen wirtschaftlichen Nutzen bringt.

Betrachtet man in der Entwicklung der Handelsmarine die Konstruktion und das Arbeitsfeld des Schiffbauers einerseits und das Wirken und die Bestrebungen der Reedereien anderseits im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit des Betriebes, so lassen sich die anzustrebenden Ziele der Hauptsache nach in folgenden Grundsätzen zusammenfassen:

1) möglichst große Transportleistungsfähigkeit im Verhältnis zum Neubauwert des Schiffes, d. h. zum Anlagekapital,

2) möglichst geringe Betriebskosten im Verhältnis zur Transportleistungsfähigkeit, d. h. zum Bruttogewinn,

3) möglichst hohe Sicherheit gegen Seegefahr und im Betriebe, d. h. geringes Wagnis.

Die Transportleistungsfähigkeit eines Schiffes ergibt sich als das Produkt aus Ladefähigkeit und Transportgeschwindigkeit; sie wird also um so größer, je größer die Tragkraft und das Fassungsvermögen der Laderäume oder die Zahl der zu befördernden Fahrgäste ist und je mehr die Schiffsgeschwindigkeit und die Schnelligkeit der Abfertigung des Schiffes im Hafen gesteigert werden kann. Wegen der geringen Transportgeschwindigkeit der Segelschiffe setzt man daher die Transportleistungsfähigkeit der Dampfer zu der der Segelschiffe rund wie 3 zu 1. Die Steigerung der Ladefähigkeit ist sowohl durch die glänzenden Fortschritte im Schiffsmaschinenbau als auch durch die Entwicklung im Bau des Schiffsrumpfes erfolgt. Konnte doch die Ladefähigkeit durch den Uebergang von der alten Niederdruckmaschine zur modernen dreifachen und vierfachen Expansionsmaschine bei gleicher Maschinenkraft um 50 vH gesteigert werden, und es ergab sich zugleich eine Betriebsersparnis von 24 vH. Die Einführung des Eisens für den Bau des Schiffsrumpfes an Stelle des Holzes brachte einen Gewinn von 10 vH, die Verwendung von Stahl einen weiteren von 14 vH an Ladefähigkeit. Die Schiffsgeschwindigkeit hängt jedoch von der Schiffsform und der Leistung der Maschine ab; dabei kostet jede Pferdestärke im Jahr etwa 4 t Kohlen. Als Beispiel einer wirtschaftlich außerordentlich günstigen Steigerung der Transportleistungsfähigkeit möge auf die Verlängerung der Subventionsdampfer »Bayern«, »Sachsen« und »Preußen« im Jahr 1893 hingewiesen werden. »Bayern« und »Sachsen« wurden um 16,8 m, »Preußen« um 20,4 m verlängert, und hierdurch wurde der Laderaum von 3280 cbm auf 5380 cbm bezw. 5820 cbm vergrößert und die Ladefähigkei um 64 vH bezw. 72 vH gesteigert, während die unveränderten Maschinen den Schiffen die bisherige Geschwindigkeit von 13 Knoten verliehen, d. h. die Betriebskosten blieben auf gleicher Höhe.

Die Betriebskosten setzen sich hauptsächlich aus folgenden Posten zusammen: Betriebsmaterial (Kohlen usw), Löhne und Verpflegung der Besatzung, Instandsetzung nebst Dockung, Versicherung, Hafenabgaben, Abschreibungen.

Bei den Betriebskosten spielt der Kohlenverbrauch die Hauptrolle, und daher bilden die Verbesserungen in der Wirtschaftlichkeit des Maschinenbetriebes die wichtigsten Stufen in der Entwicklung der Dampfschiffahrt. Der Kohlenverbrauch begann mit Einführung der transatlantischen Schnelldampfer bedeutend zu steigen, und die Engländer hegten bereits Anfangs der neunziger Jahre des verflossenen Jahrhunderts Bedenken, die Geschwindigkeit der Seedampfer zu steigern, um die Wirtschaftlichkeit des Betriebes nicht in Frage zu stellen. Der Vortragende verweist hierbei auf seinen Aufsatz: »Sind die transatlantischen Schnelldampfer der Neuzeit wirtschaftlich nutzbringend?« in »Vom Fels zum Meer«, April 1901. 1907 haben die Engländer diesen Grundsatz mit der Infahrtstellung der Turbinen-Schnelldampfer »Lusitania« und »Mauretania« mit 25½ Knoten Geschwindigkeit aufgegeben, freilich erst, nachdem sich die Cunard-Linie eine jährliche staatliche Unterstützung von 3 Mill. ℳ für diese beiden Schiffe sowie einen staatlichen Vorschuß von 50 Mill. ℳ zu 2¾ vH gesichert hatte.

Die Sicherheit der Schiffe gegen Seegefahr und im Betriebe wurde in der Hauptsache durch folgende Maßnahmen verbessert: Einführung der Doppelböden über die ganze Schiffslänge (Grundberührung), Vergrößerung der Zahl der wasserdichten Schotten (Zusammenstoß), Uebergang zur Zweischraubenbauart mit getrennten Maschinenanlagen (Wellenbruch), Bau von Schlingerkielen und neuerdings Frahmschen Tanks (ruhige Schiffsbewegung).

Bei Einführung der Dampfschiffahrt war der Güteraustausch noch gering, die Beförderung von Gütern durch Dampfmaschinen war zu teuer. Man beschränkte die Güterbeförderung auf die billigen Segelschiffe und entwickelte die Dampfschiffahrt vornehmlich für den Personenverkehr. Die Entwicklung der transatlantischen Dampfschiffahrt, Fig. 1, kennzeichnet daher zugleich die Fortschritte im Schiffbau und im Schiffsmaschinenbau, d. h. im Reedereibetriebe der Dampfschiffe. Das schroffe Abweichen von der normalen Entwicklung durch den Bau der »Great Eastern« 1860 tritt aus den Kurven deutlich hervor und läßt den vollständigen finanziellen

Fig. 1

Entwicklung der transatlantischen Dampfschiffahrt von 1840 bis 1912.

Fig. 2.

Verteilung der Schiffe über 10000 Brutto-Registertonnen auf einzelne Länder.

Mißerfolg dieses Riesendampfers klar erkennen. Erst mit der Steigerung des Personen- und Güterverkehrs und der Einführung von Transporten von Massengütern konnte sich ein Schiff von großer Wasserverdrängung wirtschaftlich erweisen. Diese Bestrebungen setzten im Jahr 1895 ein und führten zum Bau der großen vereinigten Fracht- und Passagierdampfer nach der erfolgreichen Verlängerung der oben erwähnten Subventionsdampfer unter der Führung der beiden deutschen Reedereien, des Norddeutschen Lloyds und der Hamburg-Amerika-Linie. Ihnen schloß sich alsbald die White Star-Linie an, welche zurzeit mit ihrer Flotte von 30 Schiffen die größten durchschnittlichen Schiffsräume aufweist (15000 Br.-Reg.-T. für ein Schiff gegenüber 5600 Br.-Reg.-T. im Durchschnitt für ein Schiff bei der Hapag). Fig. 2 und 3 zeigen die Verteilung der Dampfschiffe von 10000 Br.-Reg.-T. und darüber auf die einzelnen Völker sowie die Steigerung der Hauptabmessungen Länge, Breite und Tiefgang.

Die Steigerung des Tiefganges mit dem Wachsen der Wasserverdrängung spielt für das weitere Anwachsen der Schiffsabmessungen eine Hauptrolle, da der von den größten Schiffen erreichte größte Tiefgang von 11 m das Anlaufen von nur wenigen Seehäfen gestattet. Am günstigsten sind die Hafenverhältnisse von New York gestaltet, welches in dem Zufahrtkanal in See, dem Ambrose-Kanal, bei Ebbe eine Wassertiefe von 12 m aufweist. In Europa bietet Southampton mit 9,7 m Wassertiefe bei niedrigem Wasser die günstigsten Verhältnisse und ist daher fast immer zu erreichen. Liverpool hat in dem durch die Barren gebaggerten Queens-Kanal eine Wassertiefe von 8,23 m bei 800 m Breite. Hamburg und Bremerhaven, London, Amsterdam, Rotterdam und Antwerpen sind ungünstiger gestellt. Havre hat sogar in seinem die Barren durchschneidenden Kanal bei Ebbe nur 3,65 m Wassertiefe, bei Hochwasser 10,85 m. Der Suez-Kanal ist bis jetzt nur für Schiffe bis höchstens 8 m Tiefgang befahrbar.

Da die Vertiefung der Seehäfen außerordentlich schwierig und kostspielig ist, wird man bei der Steigerung des Tiefganges dahin streben müssen, die Zahl der Anlaufehäfen für die modernen Riesendampfer einzuschränken. Hand in Hand mit der Vertiefung des Fahrwassers geht eine Verbesserung des Umladeverkehrs in den Häfen, um die Beförderung der Massengüter wirtschaftlich zu gestalten, wie das in letzter Zeit vornehmlich in Hamburg erfolgreich angestrebt wird. Neben diesen erhöhten Betriebsaufwendungen ist die Steigerung der Baukosten der Riesendampfer von nicht zu unterschätzender Bedeutung, die sich in einer weitgehenden Verbandsbildung und Kapitalkonzentration geltend gemacht hat. Nachstehende Zusammenstellung gibt das Anwachsen der Baukosten der Riesenschiffe wieder:

1874	Geschwindigkeit	15	Knoten,	Kosten	4	Mill. ℳ
1889	»	19	» ,	»	$7^1/_2$	» »
1893	»	22	» ,	»	11	» »
1897	»	23	» ,	»	14	» »
1901	»	$23^1/_2$	» ,	»	16	» »
1907	»	$25^1/_2$	» ,	»	30	» »

Die Preise der vereinigten Fracht- und Passagierdampfer stellen sich wie folgt:

1899 Oceana	. . . . .	21 kn	14 Mill. ℳ
1910 Olympic	. . . . .	20 »	30 »
1913 Imperator	. . . .	22 »	35 »

Der Vortragende bespricht unter Vorführung von Lichtbildern den Schnelldampfer »Mauretania« und den größten vereinigten Fracht- und Passagierdampfer »Titanic«, weist auf die Verbesserung der Werftbetriebe hin, die für den Bau dieser Riesenschiffe erforderlich wurden, und geht schließlich auf den Untergang der »Titanic« ein.

Fig. 3.

Durchschnitt der Hauptabmessungen für die 20 größten Handelsschiffe.

An der Hand der Schiffspläne wird darauf hingewiesen, daß die Gliederung des Schiffsrumpfes in wasserdichte Abteilungen schwere Fehler aufweist. Der Schiffsrumpf ist zwar in dem von der Maschinen- und Kesselanlage in Anspruch genommenen Teil der Schiffslänge, etwa ³/₄ der Länge, durch wasserdichte Querschotte und Kohlenbunker-Querschotte unterteilt, die einzelnen Heizräume sind jedoch durch Türen in den Querschotten miteinander verbunden; ferner schließt sich an den vordersten Heizraum im Schiffsraum noch ein Tunnel an, der bis ins Vorschiff reicht und zu welchem am vorderen Ende zwei Wendeltreppen von den darüber liegenden Decks hinabführen, so daß die im Vorschiff untergebrachten Heizer ohne die Passagierräume zu betreten von den Heizräumen nach ihren Wohnräumen gelangen können. Bei offenen Türen sind daher von weit vorn bis über die halbe Schiffslänge alle Räume miteinander verbunden. Es ist nun anzunehmen, daß beim Anprall des Schiffes an den Eisberg der Bug zertrümmert wurde und daß durch Verletzung der vorderen Querschotte das Wasser Zulaß zum Tunnel erhalten hat, so daß bei offenen oder unvollkommen geschlossenen Türen Wasser in die Heizräume eindringen konnte. Berücksichtigt man ferner, daß die meisten wasserdichten Querschotte nach oben nur etwa 0,5 m über die Schwimmlinie hinaufgeführt waren, so ist aus der durch die Ueberflutung des Vorschiffes sich ergebenden bedeutenden Trimmänderung ein Eintauchen der Oberkante Schotte unter die Schwimmebene bald eingetreten und dadurch ein Ueber-

tritt des Wassers in die oberen Decks ermöglicht worden. Auch ist anzunehmen, daß die Querschotte nach der Trimmänderung, die vorn wegen der großen Schiffslänge eine Tiefertauchung von 5 bis 6 m verursachen mußte, dem gesteigerten Wasserdruck von 15 bis 16 m Druckhöhe nicht mehr standhalten konnten. Werden doch die wasserdichten Querschotte in der Handelsmarine nur berechnet und nicht wie bei der Kaiserl. Marine durch Füllen der benachbarten Räume auf Haltbarkeit geprüft. Daß bei dem Anprall des Schiffes auf den Eisberg das Vorschiff vollständig eingedrückt werden mußte, läßt sich leicht aus der Berechnung der lebendigen Kraft überschläglich klarlegen. Unter Zugrundelegung einer Wasserverdrängung von 60000 t und einer Geschwindigkeit von 20 Knoten, d. s. 10 m/sk, ergibt sich eine lebendige Kraft von $\frac{60000 \cdot 10^2}{2 \cdot 10} = 300000$ mt, während ein 1 t schweres Geschoß eines 34 cm-Geschützes bei einer Auftreffgeschwindigkeit von 800 m/sk eine lebendige Kraft von nur $\frac{1 \cdot 800^2}{2 \cdot 10} = 32000$ mt, also rd. den zehnten Teil der lebendigen Kraft der »Titanic« hat. Der Einwand, daß ein Zerdrücken des Vorschiffes nicht eingetreten sein dürfte, da die Passagiere fast keinen Stoß empfunden hätten, wird dadurch hinfällig, daß beim Zusammenstoß der Schiffsrumpf nachgegeben und damit die Stoßkraft aufgenommen hat, und zwar in einer unendlich kurzen Zeit. Kann man doch eine freistehende und nicht gestützte Panzerplatte durch Geschosse mit hoher Geschwindigkeit durchschlagen, ohne daß die Platte umfällt, d. h. ohne daß sie eine Ortsveränderung erfährt.

Aber auch gegen die Gefahren des Zusammenstoßes mit einem Schiff war die »Titanic« durch ihre Raum- und Schotteneinteilung wenig geschützt, da die Kesselräume bis an die Bordwand reichten, so daß sie bei Beschädigung der Außenhaut überflutet wurden. Die Schnelldampfer »Lusitania« und »Mauretania« haben auf die Länge der Kesselräume breite Seitenbunker, so daß die Bunkerlängsschotte das Eindringen des Wassers begrenzen. Auch haben diese Schiffe vorn keinen Tunnel.

Der Untergang der »Titanic« beweist, daß die Unterteilung des Schiffsrumpfes in wasserdichte Abteilungen nicht genügend war. Diese muß besonders im Vorschiff sorgfältiger durchgeführt werden, auch müssen die Querschotte mindestens 2 bis 3 m über die Schwimmebene reichen. Der bisherige Grundsatz, daß die Schwimmfähigkeit noch gesichert sein muß, wenn 2 benachbarte Abteilungen vollaufen, muß auf 3 oder 4 erweitert werden; die Querschotte müssen auf Wasserdruck erprobt werden.

Der Vortragende weist ferner auf die geringe Zahl von 14 Rettungsbooten hin und auf den Umstand, daß eine große Länge des Bootsdecks von Rettungsbooten frei gelassen war, um den Fahrgästen einen freien Ausblick aufs Meer zu ermöglichen. Die Sicherheit der Fahrgäste war daher zugunsten eines übertriebenen Luxus für die Fahrgäste 1. Klasse geopfert, wie auch der Heizertunnel den gleichen Zwecken dienen sollte. Wenn man daher eine Lehre aus dem Untergang der »Titanic« ziehen will, so muß man dahin trachten, zunächst jeden Personendampfer unsinkbar zu machen, wie dies bei den Kieler Föhrdedampfern der weißen Linie so mustergültig durchgeführt ist. Der Luxus muß zugunsten einer erhöhten Sicherheit eingedämmt werden, und hierdurch können die Mehrkosten einer besseren und zuverlässigen Unterteilung des Schiffsrumpfes wieder ausgeglichen werden. Rettungsboote spielen immer eine zweifelhafte Rolle und können selten sicher zu Wasser gebracht werden; dagegen ist die drahtlose Telegraphie ausgiebiger zu verwenden, um schnellerer Hülfe sicher zu sein.

Sitzung vom 3. Juli 1912.

Vorsitzender: Hr. Schwarz. Schriftführer: Hr. Jahn.

Anwesend 12 Mitglieder.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Bücherschau.

Abhandlungen und Berichte über technisches Schulwesen. Veranlaßt und herausgegeben vom Deutschen Ausschuß für Technisches Schulwesen. Band IV: Berichte aus dem Gebiete des Technischen Hochschulwesens. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 104 S. Preis 4 *M*.

Das Kristallisationszentrum für die Arbeiten zur Reform des technischen Schulwesens bildet seit einigen Jahren der »Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen«, der zum ersten Male am 3. Dezember 1908 zur Beratung über das niedere und mittlere Schulwesen zusammentrat. Die Ergebnisse seiner bisherigen Arbeiten auf diesem Gebiete sind in den Bänden I bis III der »Abhandlungen und Berichte über Technisches Schulwesen« niedergelegt.

Als Auftakt und Einleitung für künftige Arbeiten auf dem Gebiete des technischen Hochschulwesens veröffentlicht der Deutsche Ausschuß in Band IV nunmehr die ihm über Fragen des Hochschulwesens erstatteten Berichte. Stellt sich damit der Deutsche Ausschuß systematisch fortschreitend die Aufgabe der Behandlung des Ausbaues der technischen Hochschulen, so kann man es wohl auch von deren Standpunkt aus als richtig anerkennen, daß eine nicht im Getriebe der Hochschule stehende, aber doch mit ihr und der Industrie gleichmäßig enge Fühlung haltende unabhängige Körperschaft diese außerordentliche Arbeit unternimmt.

In der planmäßigen Verteilung der Themen und der Gliederung des Stoffes fühlt man den Einfluß ordnender Einsicht und langjähriger Erfahrung auf diesem Gebiet: auf einen die deutschen technischen Hochschulen im allgemeinen behandelnden Aufsatz folgen drei Sonderberichte über den mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterricht, die technische Fachausbildung und die wirtschafts- und staatswissenschaftlichen Studien. Schließlich wird in einem fünften Bericht auf die Berufstellung der Hochschulabsolventen eingegangen. Ein Literaturverzeichnis beschließt den Band.

Der erste Aufsatz, von Professor Franke, Hannover, behandelt die grundlegenden Tatsachen und Hochschulfragen allgemeineren Charakters. Die gegenwärtige Struktur der deutschen technischen Hochschulen wird durch eine Anzahl graphischer und textlicher Uebersichten gekennzeichnet. In einer sich daran anschließenden vergleichenden Betrachtung dieser Unterlagen wird das Augenmerk auf überraschend große formale und sachliche Verschiedenheiten bezüglich des Anteiles der Ausländer, des Anteiles, der Bezeichnung und der Stellung der Hörer, der Anzahl der auf eine Lehrkraft entfallenden Lernenden usw. an den einzelnen technischen Hochschulen gelenkt. Es wird ein Zusammenschluß der Hochschulen zur Beseitigung zweckloser formaler Unterschiede angeregt, weiterhin auch die Frage der Auslegung der Aufnahmebestimmungen für Ausländer gestreift.

Bei den Fragen des Unterrichtes wird die Wichtigkeit einer grundlegenden technischen Ausbildung mit anschließender verhältnismäßig begrenzter Vertiefung in einigen Sonderfächern und im Zusammenhang damit der Wert der Wahlfreiheit in den Prüfungsfächern hervorgehoben; auch wird erörtert, daß und wie man gegebenenfalls durch bessere Zeitausnutzung und durch Verdichtung des Lehrstoffes im Rahmen der bisherigen vierjährigen Dauer des Studiums Wissen und Können der Studierenden vertiefen und verbreitern könne. Der Entwicklung der maschinentechnischen Fächer entsprechend wird ein Aufbau des Maschinenlaboratoriums aus einzelnen den Hauptgebieten entsprechenden Abteilungen vorgeschlagen. Endlich wird auf den Nachteil des Rückganges der Zahl der Studierenden des Maschineningenieurwesens für die Industrie hingewiesen und mit Rücksicht auf die Schwierigkeiten, die sich der Durchführung der praktischen Werkstattätigkeit entgegenstellen, eine engere Fühlungnahme zwischen Hochschule und Industrie befürwortet.

In dem zweiten Bericht behandelt Professor Dr. Stäckel, Karlsruhe, die mathematisch-naturwissenschaftliche Ausbildung der Ingenieure. Nach einer eingehenden Erörterung des Zweckes und Zieles dieser Ausbildung auf der technischen Hochschule wird festgestellt, daß die auf den höheren Lehranstalten erworbenen mathematisch-naturwissen-

schaftlichen Kenntnisse auch bei Erweiterung ihres Lehrplanes nicht genügen können und daß daher Pflege dieser Fächer auf der technischen Hochschule nötig sei. Mathematik und Naturwissenschaft sollen selbständig in planmäßiger Behandlung gelehrt und nicht in Fachvorlesungen eingeschoben werden. Für eine kleinere Zahl von Studierenden soll die Möglichkeit zu weitergehender Ausbildung auf diesen Gebieten gegeben sein.

Im weiteren Verlauf der Ausführungen geht der Verfasser auch auf die Vorbildung der Studierenden ein und weist insbesondere auf die aus der Verschiedenheit der Lehranstalten entspringende Ungleichmäßigkeit der Vorbildung hin. Als Ziel der mathematisch-naturwissenschaftlichen Ausbildung auf den höheren Lehranstalten wird Schulung des logischen Denkens, des räumlichen Vorstellungsvermögens und die bewußte Anwendung des Funktionsbegriffes hingestellt. Weiter wird die Wichtigkeit einer grundlegenden naturwissenschaftlich-mathematischen Ausbildung auch der humanistischen Abiturienten betont und die Gabelung des Unterrichtes in den oberen Klassen nach dem Muster Sachsens befürwortet.

Daran schließen sich Bemerkungen über die Ausbildung von Lehrern an technischen Hochschulen und über die Unzulässigkeit der Einschränkung des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichtes, die vielleicht mit Rücksicht auf die allmählich besser werdende Ausbildung der Abiturienten gefordert werden könnte. Eingehend sind sodann die allgemeinen Grundsätze der Methodik des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichts an der technischen Hochschule behandelt. Für die Vertreter der in Betracht kommenden Lehrfächer wird Verständnis für die Aufgaben des Ingenieurs gefordert, so daß der Unterricht eine technische Färbung erhalten und auch bei ungleichmäßiger Vorbildung von Anfang an allen Neues bieten kann. Der Ingenieur als Lehrer dieser Fächer wird abgelehnt, dagegen als Ansporn für die Habilitation von Mathematikern und Naturwissenschaftlern die Schaffung von Assistentenstellen mit ausreichender Vergütung angeregt.

Im Unterricht selbst soll besonderer Wert auf engen Zusammenhang des Lehrstoffes und der zu behandelnden Aufgaben mit den Anwendungen in der Technik gelegt werden. Um die mangelhaften Erfolge in den mathematisch-naturwissenschaftlichen Fächern, die auf das Vordringen der technischen Fächer in die Zeit vor das Vorexamen zurückzuführen sind, zu bessern, wird vorgeschlagen, die Zeit vor dem Vorexamen durch Einschränkung der technischen Sonderfächer zu entlasten.

Der dritte Bericht, von Professor Aumund, Danzig, verfaßt, erörtert die Frage der technischen Fachausbildung. Aumund geht von den Klagen aus, die die Industrie erhebt über nicht genügende Leistungen der Hochschulabsolventen und über die Schwierigkeiten, brauchbare Ingenieure für leitende Stellungen zu finden. Er legt dar, daß in vielen Fällen an diesen Mißständen weniger die mangelnde Leistungsfähigkeit der technischen Hochschule als andre Umstände, wie falsche Auswahl und Mangel an den für leitende Stellungen erforderlichen Charaktereigenschaften, die Schuld tragen. Zu beachten sei auch, daß, wenn auch die Hochschule wenig dazu tun kann, die für leitende Stellungen erforderlichen persönlichen Eigenschaften anzuerziehen, doch die Schwierigkeit der Auswahl mit dem geringeren Angebot wächst. Auch aus diesem Grunde erscheint der bereits von Professor Franke berührte Rückgang der Zahl der Studierenden des Maschineningenieurwesens bedenklich.

Sodann wird eine Reihe besonderer Wünsche und Vorschläge für die fachliche Ausbildung auf der technischen Hochschule durchgesprochen. Es wird hervorgehoben, daß es für die angehenden Ingenieure wichtig sei, schon während der Ausbildung Betrieb und Arbeitsweise der Fabriken genauer kennen zu lernen. Auch der Dozent soll die Praxis aus eigener Erfahrung kennen, um die Studierenden in den Konstruktionsübungen zur Rücksichtnahme auf die Fabrikation und zur richtigen Beurteilung wirtschaftlicher Fragen zu erziehen. Ferner darf der persönliche Einfluß der Dozenten nicht infolge einer zu großen Zahl von Studierenden unmöglich gemacht werden. Vielfach wird in der Praxis darüber geklagt, daß bei den Diplom-Ingenieuren eine gewisse Abneigung gegen die gründliche Durcharbeitung der Einzelheiten eines Entwurfes bestehe. Professor Aumund schlägt deshalb vor, die Zahl der an der technischen Hochschule zu bearbeitenden Entwürfe im Interesse einer gründlichen Durcharbeitung einzuschränken. Für Studienarbeiten auf den verbleibenden Lehrgebieten, die frei zu wählen wären, würden Berechnungen und Handskizzen genügen. Im Zusammenhang damit wird auch hier auf die Wichtigkeit der Ausbildung in den grundlegenden technischen Fächern gegenüber der Beschäftigung mit zu viel Sonderfächern hingewiesen und eine ausgedehnte Wahlfreiheit in diesen Sonderfächern für die Diplomprüfung empfohlen. Hierbei wird auf die in diesem Sinne aufgestellte als Anhang abgedruckte Diplomprüfungsvorschrift der Technischen Hochschule Danzig hingewiesen. Um die erforderliche Ausbildungszeit nicht über vier Jahre auszudehnen, wird vorgeschlagen, zu gestatten, daß die Diplomarbeit schon während des letzten Teiles der Studienzeit ausgeführt wird.

Die wirtschafts- und staatswissenschaftlichen Studien behandelt ein Aufsatz von Professor v. Wiese, Hannover (jetzt Düsseldorf). Nach einer wohl lückenlosen Zusammenstellung der Gründe, die für die Einführung der Wirtschaftswissenschaften in die Studienpläne der technischen Hochschulen anzuführen sind, wird die besondere Aktualität der damit zusammenhängenden Fragen gekennzeichnet und zugleich darauf hingewiesen, wie außerordentlich verschieden die Forderungen sind, denen dieser Unterricht gerecht werden soll. Sie gründen sich aber alle auf die enge Verbindung, in der Technik und Wirtschaft stehen. Hieran knüpft auch Professor v. Wiese an. Er bezeichnet es als Aufgabe des Unterrichtes in den Wirtschafts- und Staatswissenschaften, den technischen Unterricht zu ergänzen. Dies schließt in sich, daß die Wirtschaftswissenschaften an den Technischen Hochschulen nicht zu abstrakt gelehrt werden dürfen, sondern in enger Berührung mit praktischen Verhältnissen bleiben müssen. Unter den Einzeldisziplinen der Wirtschaftswissenschaften soll die Volkswirtschaftslehre die Grundlage bilden. Privatwirtschaftslehre und technische Wirtschaftslehre (technische Oekonomik) sollen nach Ansicht des Verfassers nur als Ergänzung der Volkswirtschaftslehre erscheinen. Ihre selbständige Behandlung könne zurücktreten, da sie im technischen Fachunterricht zu berücksichtigen sind. Auf dem Gebiete des staatswissenschaftlichen Studiums muß Gelegenheit vorhanden sein, Vorträge über Verfassung, Verwaltung, Gesetzgebung in Reich und Staat zu hören. Der Verfasser berührt dann noch eine Reihe besonders aktueller Fragen, so die Verwaltungsingenieurfrage, die Frage der Besetzung der Lehrstühle für die wirtschaftswissenschaftlichen Fächer an den technischen Hochschulen und die Ausdehnung des Promotionsrechtes auf die allgemeinen Abteilungen der technischen Hochschulen, soweit wirtschaftlich-technische Arbeiten in Frage kommen.

Den Schluß bildet ein Bericht von Dr.-Ing. von Handorff, Mülheim (Ruhr), über die Verwendung der Hochschulabsolventen im Staatsdienst, in den städtischen Werken und Verwaltungen und in der Industrie. Der Aufsatz enthält statistische Angaben über die Anzahl der staatlichen Baubeamten, weiterhin über die sonstigen auf den technischen Hochschulen ausgebildeten Beamten des Gewerbeaufsichtsdienstes, des Patentamtes und der im Lehrfach tätigen Ingenieure. Bei der Frage der Verwendung der Hochschulabsolventen in den städtischen Betrieben wird auf die Unzweckmäßigkeit der strengen Durchführung des Regierungsbaumeister-Prinzips hingewiesen. Weiterhin werden eingehend die Stellungen erörtert, die der Diplom-Ingenieur in der Industrie und selbständig einnehmen kann. Als für den Deutschen Ausschuß besonders wichtig wird die Frage der Weiterbildung in der Praxis besprochen. Die Nützlichkeit der Fortbildungskurse für die fachliche Weiterbildung und die Erweiterung der Kenntnisse auf wirtschaftlichem Gebiet wird besonders betont; eine Zusammenstellung der zahlreichen Veranstaltungen solcher Art zeigt die fruchtbare Verwirklichung dieses Geankens.

Die ausgezeichnet sachliche und sorgfältige Bearbeitung der einzelnen Themen seitens der Verfasser, von der in der

Besprechung nur das Wesentlichste berührt werden konnte, verdient vollste Anerkennung. Bei den weiten Zielen der Hochschule und der Freiheit ihrer Organisation bieten die Fragen der Entwicklung und des Ausbaues des technischen Hochschulwesens sicherlich ganz besondere Schwierigkeiten. Es ist daher zu begrüßen, daß der Deutsche Ausschuß das im vorliegenden Bande niedergelegte Material weiteren Kreisen zugänglich macht. Da er selbst zu den in den Berichten behandelten Fragen noch nicht Stellung genommen hat, habe ich mich hier auf eine kurze Inhaltsangabe der Berichte beschränkt. Indessen habe ich gleichzeitig dem Deutschen Ausschuß meine Stellungnahme zu den einzelnen Fragen ausführlich mitgeteilt; denn auf dem Wege des Meinungsaustausches können die in den Berichten berührten und daran sich anschließenden Aufgaben wohl am ersten der Lösung näher gebracht werden. Wenn alle an dem gesteckten Ziel vornehmlich interessierten Kreise einen ähnlichen Weg beschritten, um auf diese Weise zur Förderung der Ausbildung an den technischen Hochschulen beizutragen, so wäre das der Nutzbarmachung der Arbeiten durchaus förderlich. Es darf wohl behauptet werden, daß für die weitere Behandlung dieser Fragen selbst die größten Aufwendungen an Zeit und Mühe berechtigt sind; denn die Aufgabe des Ausbaues der technischen Hochschulen erhebt sich zu einem Problem nationaler Kultur.

Breslau. Schilling.

Mitteilungen über Versuche, ausgeführt vom Eisenbeton-Ausschuß des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins. Heft 1. Verwendete Baustoffe und deren Prüfung. Von Ingenieur Karl Nähr, k. k. Bau-Oberkommissär. Versuche mit unbewehrten Betonkörpern. Von August Hanisch, k. k Oberbaurat, Professor und Vorstand der Versuchsanstalt für Bau- und Maschinenmaterial am k. k. Technolog. Gewerbemuseum in Wien. Versuche mit bewehrten Rechteckbalken. Von Bernhard Kirsch, o. ö. Professor, Vorstand des mechanisch-technischen Laboratoriums an der k. k. Technischen Hochschule in Wien. 142 S. mit 125 Figuren und 36 Tabellen. Heft 2. Versuche mit Plattenbalken. Bericht erstattet von Joseph Melan, k. k. Hofrat, Professor an der k. k. deutschen Technischen Hochschule in Prag. 71 S. mit 82 Fig. und 21 Tabellen. Leipzig und Wien 1912, Franz Deuticke. Preis geh. Heft 1: 6 ℳ, Heft 2: 3,50 ℳ.

Es gibt wohl kaum ein zweites Gebiet des Ingenieurwesens, das so wie der Eisenbetonbau auf das Ergebnis von Versuchen angewiesen ist. Alle andern Bauweisen, mögen sie nun Eisen, Holz oder natürliche Steine verwenden, haben vor ihm den großen Vorteil voraus, daß sie ein ganz bestimmtes Material mit ganz bestimmten, und, was das Wichtigste ist, von vornherein bekannten Eigenschaften verwenden, das dem Ingenieur eine sichere Grundlage für seine Rechnungen gibt. Anders der Eisenbetonbau. Die bei ihm verwendeten Grundstoffe — Sand, Kies, Zement und Eisen — lassen sich in so mannigfachen Verhältnissen verbinden und werden bei der fast immer von minder geschulten Kräften vorgenommenen Herstellung der Betonkörper in so mannigfach verschiedener Weise verbunden, daß es ein Selbstbetrug wäre, wollte man die einem bestimmten Eisenbeton zugeschriebenen Eigenschaften nun als ein für allemal für jede neue Ausführung gültig annehmen. Trotzdem ist der konstruierende und berechnende Ingenieur gezwungen, eine solche Annahme zu machen, um wenigstens einen Anhaltspunkt für seine Rechnungen zu haben. Er muß sich aber darauf verlassen können, daß ihm ein Mittelwert der Eisenbetoneigenschaften gegeben wird, der selbst bei der ungünstigen Verschiebung noch eine ganz bestimmte Sicherheit jeder Neuausführung gewährleistet. Und man muß zugeben, daß die Eisenbetonindustrie in hervorragender Weise tätig ist, jedes Mißtrauen gegen den Eisenbeton durch eingehende Versuche zu zerstreuen und jede Unsicherheit in der Bewertung neu herzustellender Betonbauten durch zahlreiche, alle möglichen Ausführungsarten umfassenden Zahlenangaben zu beheben.

Einen erfolgreichen Schritt auf diesem Wege stellen die vom Eisenbeton-Ausschuß des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines auf Anregung des Ingenieurs L. Roth vorgenommenen Versuche dar, über die in den beiden vorliegenden Heften berichtet wird. Es ist lebhaft zu begrüßen, daß der Ausschuß großen Wert darauf gelegt hat, die Versuche baumäßig zu gestalten, also »bei der Herstellung der Versuchskörper im allgemeinen nur dasjenige Maß von Genauigkeit und Sorgfalt einzuhalten, das bei soliden Ausführungen in der Baupraxis noch beobachtet werden kann«. Hierdurch haben die Versuche erheblich an Bedeutung gewonnen; denn es ist nun mit sehr großer Wahrscheinlichkeit anzunehmen, daß bei ähnlich sorgfältiger Herstellung in der Praxis auch ähnliche — freilich nur »ähnliche« — Ergebnisse erhalten werden können.

Die beiden vorliegenden Hefte bilden die ersten Veröffentlichungen des Eisenbeton-Ausschusses. Sie enthalten die Versuche mit unbewehrten Betonkörpern, mit bewehrten Rechteckbalken und mit Plattenbalken. Vorausgeschickt ist eine Abhandlung über die verwendeten Baustoffe und ihre Prüfung. Sämtliche Berichte zeichnen sich durch eine eingehende Ausführlichkeit aus, die die Benutzung der in den vielen Tafeln und Tabellen aufgeführten Versuchsergebnisse erheblich erleichtert. Naturgemäß liegt in diesen Tafeln und Tabellen auch das Wichtigste, was die Hefte enthalten, und es ist daher im Rahmen einer Besprechung nicht möglich, Einzelheiten darüber zu bringen. Um jedoch beiden Veröffentlichungen das Interesse zuzuwenden, das sie in reichstem Maße verdienen, sollen einige der wichtigsten Schlußfolgerungen, die die Berichterstatter aus den Versuchsergebnissen abgeleitet haben, nachstehend wiedergegeben werden.

A) Versuche mit unbewehrten Betonkörpern.

Das Verhältnis der reinen Zugfestigkeit zu der aus den Bruchlasten rechnerisch ermittelten Biegungszugfestigkeit beträgt bei allen Zementsorten (Portland- und Schlackenzement) nach 4 Wochen 1:2,1; es nähert sich jedoch mit zunehmendem Alter der Betonkörper sehr dem Werte 1.

B) Versuche mit bewehrten Rechteckbalken.

Die Tragfähigkeit der Balken steigt mit der Bewehrung anfangs (bis 2 vH) rasch, dann langsamer.

Die Lasten, bei welchen die ersten Risse auftreten, wachsen proportional mit der Bewehrung.

Die Betondruckspannung steigt mit der Bewehrung anfangs (bis 2 vH) rasch an und bleibt von ihr dann fast unabhängig.

Die Elastizitätsmodule der Biegung nehmen anfangs langsam, später bei höheren Belastungen rascher ab, ohne jedoch bis zum Bruch den Wert 140000 kg/qcm zu erreichen. Alle Zemente verhielten sich in dieser Beziehung gleich.

Die Elastizität der Balken wächst mit der Armierung. Die Verhältniszahl $n = E_e : E_{bd}$ liegt bei den zulässigen Belastungen zwischen 3 und 5; in keinem Falle wurde der Wert 15 erreicht.

C) Versuche mit Plattenbalken.

Hier unterläßt der Berichterstatter, allgemeine Schlußfolgerungen zu ziehen, da die erhaltenen Ergebnisse zu sehr von der Breite der Betonplatte abhängig zu sein scheinen. Er kann jedoch feststellen, daß sich bei allen seinen Versuchen die Betonplatte bis zu dem Punkte, wo die Streckgrenze des Eisens erreicht wurde, in ihrer vollen Breite an der Druckübertragung beteiligt hat.

Die angeführten Sätze genügen, um die Wichtigkeit der Versuchsergebnisse hinreichend zu beleuchten und das Interesse für die bereits angekündigten, aber noch nicht erschienenen weiteren Veröffentlichungen wachzurufen. Sie stellen jedoch nur einen kleinen Teil des interessanten, in den beiden Heften vorliegenden Materiales dar, und jeder Eisenbetoningenieur, der billig und doch zweckentsprechend und mit ruhigem Gewissen konstruieren will, wird daher den beiden vorliegenden und auch den noch folgenden Veröffentlichungen des Eisenbeton-Ausschusses des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins seine vollste Aufmerksamkeit widmen müssen. Heinrich Nies.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Die Wunder der Natur. 9. bis 11. Lieferung. Berlin, Leipzig, Stuttgart, Wien 1912, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. S. 169 bis 208 mit zahlreichen Figuren. Preis der Lieferung 60 ₰.

Illustriertes Jahrbuch der Erfindungen und technischen Fortschritte. 12. Jahrgang 1912. Von H. Elden. Teschen, Leipzig und Wien 1912, Karl Prochaska. 191 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 1,50 ℳ.

Freiburger Volkswirtschaftliche Abhandlungen. I. Band. 4. Ergänzungsheft: Der kleingewerbliche Kredit in Deutschland in systematischer privat- und nationalökonomischer Darstellung. Von H. Schönitz. Karlsruhe i. B. 1912, G. Braunsche Hofbuchdruckerei. 542 S. Preis 12 ℳ.

Die Stromversorgung der Vollbahnen. Von R. Baecker. Wien 1912, Selbstverlag. 24 S. mit 2 Tafeln. Preis 1,50 K.

Sonderabdruck aus der »Oesterreichischen Wochenschrift für den öffentlichen Baudienst« Heft 27. Jahrgang 1912.

Ein Beitrag zur Lösung des Wiener Verkehrsproblemes. Von R. Ferge. Wien 1912, Verlag für Fachliteratur. 16 S. mit 7 Planskizzen. Preis 1 K.

Ergänzter Sonderabdruck aus der »Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins« Jahrgang 1912, Nr. 21.

Das Reichsgesetz über den Verkehr mit Kraftfahrzeugen vom 3. Mai 1909. Ausgabe fürs Reich. Von Fr. Hoepfel. Nürnberg und Leipzig 1911, Verlag von U. E. Sebald. 616 S. mit einem Anhang. Preis 6,50 ℳ.

Gegenüber der in Z. 1911 S. 739 erwähnten Ausgabe ist die vorliegende durch Abdrücke der seitdem erschienenen Verordnungen und Gesetzesänderungen ergänzt, während der übrige Inhalt ungeändert geblieben ist.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Braunschweig:

Ueber die Ausbreitung Hertzscher Wellen an Metallen und Salzlösungen. Von F. Erb.

Spektrographische Studien. Von O. Fischer.

Ueber das Holz als Baumaterial des Wasserbaues, insbesondere über die Höhenlage der Fäulnisgrenze des Holzes und seine Dauerhaftigkeit unter verschiedenen Verhältnissen. Von F. Richter.

Die Gewinnung von Zymase. Unter besonderer Berücksichtigung der Plasmolyse frischer Brauereihefe. Von P. Rinckleben.

Ueber pyrogene Acetylenkondensation. Von K. Schlie.

Die Sicherheit der Förderseile. Von O. Speer.

Von der Technischen Hochschule Danzig:

Stauchversuche an zylindrischen Bleiröhren. Von A. Kirsch.

Von der Technischen Hochschule Darmstadt:

Ueber den Ausgleich periodischer Energieschwankungen in Drehstromnetzen. Von P. Lohmann.

Von der Technischen Hochschule Karlsruhe:

Ueber die elektrische Doppelbrechung der Gase. Von E. Hansen.

Ueber die bauliche Anlage, den Betrieb, die Leistungsfähigkeit und die Betriebskosten des Rangierbahnhofes Karlsruhe. Von F. Sammet.

I. Ueber die Konstitution der Holzölsäure und die Polymerisation von Holzöl. II. Ueber die hydrolytische Spaltung wäßrig-alkoholischer Seifenlösungen. Von S. v. Schapringer.

Beiträge zur Identifizierung und Kenntnis der Kohlenwasserstoffe des Erdöles. Von J. Tausz.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Brennstoffe.

Steinkohlenbrikettierung mit Naphthalinzusatz. Von Grahn. (Glückauf 21. Sept. 12 S. 1536/37*) Das Naphthalin ersetzt zum Teil das Pech als Bindemittel und wird nach dem Verfahren von Schüring in einem mit überhitztem Dampf geheizten Vergaser verdampft und dann in den Mischer gedrückt. Versuchsergebnisse. Kosten.

Ueber das Erdöl. Von Romberg. Forts. (Dingler 21. Sept. 12 S. 599/604*) Verwendung und Eigenschaften des Erdöles und seiner Produkte. Schluß folgt.

Chemische Industrie.

Gesichtspunkte für die industrielle Gewinnung von Sauerstoff und ein neues chemisches Verfahren für seine Erzeugung (Plumboxan-Verfahren). Von Kaßner. (Dingler 21. Sept. 12 S. 593/97) Durch die Verbrennung mit reinem Sauerstoff werden die Brennstoffe besser ausgenutzt. Einteilung der Verfahren für Gewinnung von Sauerstoff in Klein- und in Großverfahren, in chemische und physikalische Verfahren. Schluß folgt.

Dampfkraftanlagen.

Ueber Mittel zur Bekämpfung des Kesselsteines. Von Basch. (Z. Dampfk. Maschbtr. 20. Sept. 12 S. 393/95) Kurze Kritik der zahlreichen Vorschläge zur Verhütung des Kesselsteines.

A new type of superheater. (Iron Age 12. Sept. 12 S. 592/93*) Der Ueberhitzer der Heine Safety Boiler Co. ist seitlich im Kesselmauerwerk eingelassen und wird durch einen Teil der Gase erhitzt, der kurz hinter der Feuerung von dem Hauptgasstrom abgezweigt wird.

Einfluß des Dampfzustandes auf die Leistung und den Wärmeverbrauch der Kolbenmaschinen. Von Hýbl. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 20. Sept. 12 S. 597/603*) Arbeitsleistung und Wärmeverbrauch nehmen bei nassem Dampf mit abnehmender spezifischer Dampfmenge zuerst allmählich, dann schnell zu. Der Wärmeverbrauch steigt schneller als die Arbeitsleistung; ähnlich liegen die Verhältnisse bei Kompressoren für Kälteerzeugung; doch nimmt der Arbeitsbedarf schneller zu als die Kälteleistung. Bei Heißdampfbetrieb wird Arbeitsleistung und Wärmeverbrauch kleiner als beim Betrieb mit gesättigtem Dampf. Der Wärmeverbrauch sinkt schneller als die Arbeitsleistung.

Examen de la méthode M. J. Paul Clayton pour l'étude expérimentale de la machine à vapeur à piston. Von Dwelshauvers-Dery. (Rev. Méc. Aug. 12 S. 105/10*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 4. Mai 12.

Zur Kritik der Strömungsvorgänge in Düsen und Leitapparaten. Von Zerkowitz. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 20. Sept. 12 S. 410/13*) Anwendung auf bekannte Versuchsergebnisse und auf die Ermittlung der Stufenzahl von Dampfturbinen.

Eisenbahnwesen.

Vom Bau der Bodensee-Toggenburgbahn. (Schweiz. Bauz. 21. Sept. 12 S. 159/65*) Geologische Verhältnisse. Rutschungen, Dammsenkungen. Kurze Angaben über den Bruggwald, Mühlestraßen- und Appenzeller-Bahn-Tunnel. Schluß folgt.

Die Lokomotiven auf der Weltausstellung in Brüssel. Von Obergethmann. Forts. (Glaser 15. Sept. 12 S. 101/12*) C-Heißdampf-Zwillings-Güterzuglokomotive der belgischen Staatsbahn. D-Zwillings-Naßdampf-Güterzuglokomotive und D-Gleichstrom-Heißdampf-Güterzuglokomotive mit Ventilsteuerung, Bauart Stumpf. 2D-Vierzylinder-Naßdampf-Verbundlokomotive der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn. Forts. folgt.

Central station electric power for railroad operation. Von Darlington. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Aug. 12 S. 1729/39) Erörterung über den Einfluß einer einheitlichen Stromerzeugung und der Fernleitung des Stromes auf die Betriebskosten unter Annahme amerikanischer Verhältnisse.

Economies in railway operation. Von Wynne. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Aug. 12 S. 1741/67*) Erörterung der Mittel zur Verminderung der Kosten: Herabsetzung der Gewichte, der Verluste in den Zahnradgetrieben, zweckmäßiges Behandeln des Motors und der Bremsen beim Fahren. Stromersparnisse beim Regeln der Erregung. Beispiele.

Physical and operating features of the East St. Louis and Suburban Ry. (El. Railw. Journ. 7. Sept. 12 S. 358/66*) Die Gesellschaft betreibt ein Bahnnetz von rd. 300 km Länge, der Wagenpark enthält u. a. 900 Kohlenwagen. Im Kraftwerk stehen zwei Hochdruckdampfturbinen von 2000 und 500 KW, zwei Abdampfturbinen von 1000 und 800 KW und drei Dampfmaschinen von 1600 und

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

2 × 750 KW. die Drehstromdynamos für 13200 V bei 25 und 60 Per./sk antreiben.

The electro-pneumatic brake system for steam road service. Von Turner und Donovan. Forts. (Journ. Franklin Inst. Sept. 12 S. 303/25*) Ausführliche Wiedergabe der Einzelheiten der neuen Schnellbremse. Forts. folgt.

Eisenhüttenwesen.

Electric iron-smelting at Trollhättan. (Engng. 20. Sept. 12 S. 394/96*) Der zweite Bericht über den Hochofenbetrieb enthält Angaben über die neuen Gaswäscher, die Ausbesserungen, das Verhalten der Elektroden, den Verlauf der Temperaturen und Drücke im Ofenschacht und das Ausbringen. s. a. Zeitschriftenschau vom 7. Sept. 12.

Eine neue Einrichtung zum Beschicken von Siemens-Martin-Oefen mit flüssigem Roheisen. Von Neumann. (Stahl u. Eisen 19. Sept. 12 S. 1568/70*) Ein älteres Martinwerk ist ohne große Kosten dadurch für Betrieb mit flüssigem Einsatz umgeändert worden, daß man ein vor den beiden Oefen verfahrbares turmartiges Gerüst gebaut hat, mit dem die Pfannen bis zur hochgelegenen Eingußrinne gehoben werden.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Breitenbemessung, Verkehrslasten und Eigengewichte der Straßenbrücken. Von Bertschinger. Forts. (Verk. Woche 21. Sept. 12 S. 1147/55*) Die Verkehrslasten: Menschengedränge, Gewichte der Fuhrwerke. Eigengewicht.

Neue Schiffbrücke über das Goldene Horn in Konstantinopel. Von Enderlen. (Deutsche Bauz. 18. Sept. 12 S 649/54* mit 1 Taf. u. 21. Sept. S. 661/64* mit 1 Taf.) Allgemeines über die Entwicklung des Verkehrs und die Geschichte des Entwurfes. Die Länge der 25 m breiten Brücke zwischen den Widerlagern beträgt 466,6 m. Für die Kleinschiffahrt sind im geschlossenen Zustande der Brücke zwei Durchfahrten von je 12 m lichter Weite und bei unbelasteter Brücke 5,3 m Höhe angeordnet; durch Ausschwenken des mittleren beweglichen Teiles kann eine Durchfahrt von 62,5 m Weite geschaffen werden. Triebwerk für die Verriegelung und die Bewegung der Klappen zur Fugenüberdeckung. Anordnung der Schwimmkästen und der Fahrbahn. Verankerung der Brücke. Gründung der Widerlager.

Der Käppnersteg über die Rednitz in Fürth i. B. (Deutsche Bauz. 21. Sept. 12 Beil. S. 137/39*) Die 25 m weit gespannte Bogenbrücke ist als Zweigelenkbogen ausgebildet: die Dicke beträgt im Scheitel 40 cm, am Kämpfer 60 cm. Lehrgerüst. Plan der Eiseneinlagen.

Les ponts de Constantine. Pont suspendu de Sidi M'Cid. Von Boisnier. Schluß. (Ann. Ponts Chauss. Juli/Aug. 12 S. 88/120* mit 2 Taf.) Die Spannweite der 5,8 m breiten Brücke beträgt 164,30 m von Pfeiler zu Pfeiler. Querschnitt durch die Fahrbahn. Verankerung der Rückhaltkabel. Statische Berechnung des Versteifungsbalkens. Belastungsproben mit ruhender und mit beweglicher Last. Schaubilder der Formänderungen.

Tresoranlagen in Eisenbeton mit besonderer Panzerung. Von Zipkes. (Deutsche Bauz. 21. Sept. 12 Beil. S. 139/43*) Verschiedene Bewehrungen für Mauerwerk und Betonwände. Widerstandsfähigkeit gegen die Sauerstoff-Wasserstoffflamme. Schluß folgt.

Elektrotechnik.

Gas-operated power-station at Kamata, Japan. Forts. (Engng. 20. Sept. 12 S. 385/87* mit 3 Taf.) Ausführliche Darstellung von Einzelheiten der Gasmaschinen von 1150 mm Zyl.-Dmr. und 1300 mm Hub, die bei 94 Uml./min 2130 PS$_e$ leisten. Berechnung der Betriebskosten des Kraftwerkes.

The Adamello hydro-electric plant. (Engineer 20. Sept. 12 S. 293/96*) Bericht über die Arbeiten an dem bekannten Kraftwerk. Einzelheiten der Wasserfassung am Lago d'Arno. Forts. folgt.

Western Canada Power Co's system. (El. World 7. Sept. 12 S. 489/92*) Die Anlage bei Stave Falls enthält zwei 13000 PS-Escher, Wyß-Turbinen mit je einer Drehstromdynamo von 4000 V und 60 Per./sk. Der Strom wird mit 60000 V nach Ardley geleitet, auf 13000 V gebracht, auf mehrere Orte verteilt und mit 2300 V verbraucht.

Gasdynamos. (Z. Dampfk. Maschbtr. 20. Sept. 12 S. 395/98*) Allgemeine Angaben über den Bau von Gasdynamos. Das Moment der Schwungmassen muß so bemessen werden, daß jede gefährliche Resonanzmöglichkeit zwischen Antrieb- und Dynamoschwingungen ausgeschlossen ist. Regelung der Gasmotoren.

Der Widerstand von Kontakten. Von Binder. (El. u. Maschinenb. Wien 22. Sept. 12 S. 781/88*) Auf Grund von Versuchen wird festgestellt, daß sich nur ein Teil der Kontaktflächen tatsächlich berührt, wodurch an diesen Stellen eine starke Einschnürung der Kraftlinien, ein hoher Widerstand und damit ein Spannungsabfall entsteht. Einflüsse des Druckes und der Stoffhärte. Widerstandmessung zur Untersuchung der Vorgänge bei der Berührung zweier Körper.

Zur Berechnung der Koronaverluste auf Hochspannungs-Freileitungen. Von Zickler. Schluß. (El. u Maschinenb. Wien 22. Sept. 12 S. 788/92*) Laboratoriumversuche zur Prüfung der Peekschen Formel. Aufstellung einer neuen Formel für die Verluste.

Erd- und Wasserbau.

Versuche über den Reibungswiderstand zwischen strömendem Wasser und Bettsohle. Zur Erforschung der Geschiebe- und Sinkstoffbewegungen. Von Leiner. (Zentralbl. Bauv. 18. Sept. 12 S. 485/88) Allgemeine Bemerkungen zu den in Zeitschriftenschau vom 3. Aug. 12 erwähnten Aufsätzen von Engels und Leiner. Beziehung der Schleppkraft zum Quadrat der mittleren Geschwindigkeit. Beziehung zwischen der Schleppkraft und der inneren Reibung. Gleichung für die Schleppkraft.

Dredges operated by oil engines. (Eng. News 12. Sept. 12 S. 468/70*) Beschreibung zweier Schaufelbagger, die durch Verbrennungsmaschinen angetrieben werden. Erfahrungen.

Les dragues. Von Baril. Forts. (Rev. Méc. Aug. 12 S. 111/54*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 27. April 1907. Zusammenstellung einiger Bagger englischer, französischer und deutscher Fabriken. Schnittzeichnungen, Betriebsergebnisse usw.

Progress of the Lexington Avenue subway. (Eng. Rec. 31. Aug. 12 S. 237/39* u. 7. Sept. 12 S. 270/71*) Bau eines 4,27 km langen Untergrundbahn-Tunnels von rechteckigem Querschnitt, der zum Teil aus Eisenkonstruktion mit Betondecke, zum Teil ganz aus Eisenbeton, und zwar im offenen Einschnitt hergestellt wird. Hülfsgeräte, Pumpen. Umfang und Kosten der Erdarbeiten. Krananlagen. Hülfsgerüste zur Aufnahme von Rohrleitungen.

Feuerungsanlagen.

Die Krafterzeugung in Gaswerken. Von Krauß. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 21. Sept. 12 S. 925/32*) An der Hand der Versuche wird nachgewiesen, daß die Kraftquellen am wirtschaftlichsten durch Turbodynamos und Abgabe von elektrischem Strom an das städtische Kabelnetz ausgenutzt werden. Durch den Ausbau dieser elektrischen Kraftanlagen mit Dieselmaschinen können die Städte ihren Strombedarf aus den Abfallstoffen der Gaswerke decken.

Gießerei.

Amerikanische Gießerei-Einrichtungen. Von Lohse. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 28. Sept. 12 S. 1574/78*) Gießerei für leichte Gußstücke der Harvester Co. in Springfield. Gießerei mit Dauerbetrieb für Heizkörper der Kewanee Boiler Co.

Studie über Halberstädter Formsand. Von Holicky. Schluß. (Gießerei-Z. 15. Sept. 12 S. 557/61*) Formsandprüfer von Schott und Gen. Verhalten des Sandes im Feuer. Chemische Untersuchung.

Automatische Beschickungsvorrichtung für Kuppelöfen. Von Groneman. (Gießerei-Z. 15. Sept. 12 S. 561/66*) Schrägaufzug, dessen Kübel sich selbsttätig in den ohne Bühne aufgeführten Ofen entleeren. Betriebsergebnisse.

Fallwerke für Gießereibetriebe. Von Kametz. (Gießerei-Z. 15. Sept. 12 S. 572/76*) Darstellung einiger Fallwerke mit Bären von 0,5 bis 5 t. Einzelheiten.

Heizung und Lüftung.

Sind die Berechnungsmethoden der Zentralheizungstechnik verbesserungsbedürftig? Von Ginsberg. Schluß. (Gesundhtsing. 21. Sept. 12 S. 734/39) Rohrleitungen für Dampf und Kondensat entziehen sich der genauen Berechnung. Bei Berechnung der Leitungen von Schnellumlaufheizungen ist man auf Versuchsergebnisse angewiesen, die für jede Bauart besonders ermittelt werden müssen. Für Warmwasserheizungen lassen sich Leitungen mit genügender Genauigkeit berechnen.

Die Heizung, Lüftung und Badeeinrichtung im Heiligenbergschulhaus in Winterthur. Von Hottinger. (Z. Ver. deutsch. Ing. 28. Sept. 12 S. 1566/73*) Das Schulhaus hat eine Warmwasserheizung im Hauptbau und eine Niederdruck-Dampfheizung im Turnhaus. Die Schulräume sind mit Pulsionslüftung, das Schulbad und die Schulküche mit Abluftkanälen versehen. Kosten.

Hochbau.

Construction of the New York Municipal building. (Eng. Rec. 7. Sept. 12 S. 256/59*) Gründung auf Senkkästen in großer Tiefe. Erdarbeiten. Angabe über die Aufstellarbeiten an der Eisenkonstruktion.

Holzbearbeitung.

Ueber die voraussichtliche Lebensdauer imprägnierter Holzmasten. Von Nowotny. (ETZ 19. Sept. 12 S. 976/79) Die Gewinnung angenäherter Werte für die Lebensdauer von getränkten Hölzern. Beziehungen zwischen der antiseptischen Kraft der Tränkmittel und der mittleren Lebensdauer.

Luftschiffahrt.

The distribution of pressure on inclined aerocurves. Von Thurston. (Engng. 20. Sept. 12 S. 405/07*) Versuche über den Verlauf der Drücke und das Wandern des Druckmittelpunktes beim Verändern der Neigung von verschieden stark gekrümmten Gleitflächen.

Fahrgestelle. Von Heinkel. (Motorw. 20. Sept. 12 S. 622/25*) Allgemeine Anforderungen: Federung, Einrichtungen zum Landen, Schutz der Schraube. Fahrgestelle von Nieuport, Schneider, Morane-Saulnier, Fokker. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Reduziergetriebe für gleichachsige Wellen. Von Kommer. (Motorw. 20. Sept. 12 S. 618/21*) Getriebe von P. H. Peter, das von der Maschinenfabrik Hansa, Altona-Ottensen, hergestellt wird. Auf den beiden Wellenenden sitzen Stirnräder, die in Zahnkränze eines exzentrisch umlaufenden Mittelrades eingreifen.

Ueber eine wünschenswerte Berichtigung am Hartung-Regulator. Von Dubois. Forts. (Dingler 21. Sept. 12 S. 597/99*) Zahlenbeispiel. Forts. folgt.

Materialkunde.

The determination of the stresses in springs and other bodies by optical and electrical methods. Von Coker. (Engng. 20. Sept. 12 S. 404/05*) Sichtbarmachen der neutralen Schicht von Blattfedern und Aufzeichnung der Beanspruchungen. Thermoelektrische Messung der Beanspruchungen.

Cutting testing machine screws. Von Emery. (Am. Mach. 21. Sept 12 S. 335/37*) Schraubenspindeln von 305 mm Dmr. und 15,24 m Länge, bestimmt für eine Prüfmaschine von 522 t Höchstbelastung für Zug- und 1045 t Höchstbelastung für Druckversuche. Vorgang beim Schneiden und Nachmessen des Gewindes.

Government testing and inspection of material for the Naval service. Von Worthington. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 931/47) Abnahmevorschriften für Kesselbleche, Kesselrohre, Bronze und Kautschuk. Vorgang bei der Abnahme.

The corrosion of boilers and of piping on shipboard. Von Lyon. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 845/72*) Aus einer Reihe von Versuchen und Beobachtungen zieht der Verfasser Schlüsse auf die Ursachen der Anfressungen, insbesondere die Wirkung von alkalischen Lösungen.

Notes on the metallography of the ferrous metals. Von Tassin. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 775/819 mit 16 Taf.) Einrichtungen für die Metallographie. Herstellung und Aetzen der Schliffe. Allotropische Formen des Kohlenstoffeisens. Wirkungen von andern Beimengungen. Stahl, seine Wärmebehandlung und der Einfluß von Beimengungen. Gußeisen.

Mechanik.

Nutation and the monorail car. Von Newkirk. (Journ. Franklin Inst. Sept. 12 S. 265/78*) Kreiselwirkungen beim Brennanschen Einschienenwagen. Theorie.

Die Gesetze der Flüssigkeitströmung bei Berücksichtigung der Flüssigkeits- und Wandreibung. Von Kaplan. (Z. Ver. deutsch. Ing. 28. Sept. 12 S. 1578/86*) Versuch, die Energie- und Geschwindigkeitsverteilung in einer Reibungsströmung festzulegen. Aenderung des Energieinhaltes bei der Energieübertragung zwischen den Flüssigkeitschichten. Die Reibungsströmung als eine Potentialströmung besonderer Art. Verhältnisse in einer Reibungsecke. Vergleich mit der Wärmeströmung.

Meßgeräte und -verfahren.

The Féry bomb calorimeter. Von Whipple. (Engng. 20. Sept. 12 S. 408/09*) Bei dem dargestellten Kalorimeter, das sich durch sein geringes Gewicht und das Fehlen des Wassermantels kennzeichnet, bilden die eiserne Bombe und die sie umgebenden Konstantanscheiben in Verbindung mit dem äußeren Messinggehäuse zwei Thermoelemente, die zum Messen der Erwärmung dienen. Die Kohlenprobe wird elektrisch entzündet.

Metallbearbeitung.

Notching slab milling cutters. Von King. (Am. Mach. 21. Sept. 12 S. 338/40*) Die Nuten können entweder mit dem Fräser oder mit der Schleifscheibe oder mit dem durch eine besondere Daumenscheibe geführten Drehstahl einer Hinterdrehbank geschnitten werden. Angabe der Verfahren.

German disk metal cutting machines. Von Heynau. (Am. Mach. 21. Sept. 12 S. 345/474*) Beanspruchungen der mit 3000 Uml./min laufenden glatten Schneidscheibe. Angaben über einige von den Mars-Werken, Nürnberg-Doos, ausgeführte Maschinen, Dauer und Kosten des Durchschneidens von verschieden hohen I-Trägern.

Making copper-clad steel products. (Iron Age 12. Sept. 12 S. 572/76*) In der Fabrik der Duplex Metals Co. in Chester, Pa., werden die gegossenen Blöcke mit einem Kupferüberzug versehen und dann zu Draht ausgewalzt. Ergebnisse von Prüfungen der Drähte. Zeichnungen der Anlage.

Motorwagen und Fahrräder.

Die Bergstütze. Von Schwerdtfeger. Schluß. (Motorw. 20. Sept. 12 S. 613/14*) Untersuchung des belasteten Wagens.

Ueber Auspuffgase. Von Suchy. Forts. (Motorw. 20. Sept. 12 S. 615/18*) Kritik von Vorrichtungen zum Nachbehandeln der Auspuffgase. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

The new pumping installation of the City of Evansville, Ind. (Eng. News 12. Sept. 12 S. 464/66*) S. Zeitschriftenschau vom 14. Sept. 12.

Ueber die Anfänge und Entwicklung der Turbinenpumpe und den gegenwärtigen Stand ihrer konstruktiven Durchbildung. Von Hopkinson und Chorlton. Forts. (Z. f. Turbinenw. 20. Sept. 12 S. 407/10*) S. Zeitschriftenschau vom 28. Sept. 12. Schluß folgt.

Test of a Blake vertical simplex boiler-feed pump at the Naval Engineering Experiment Station, Annapolis, Maryland. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 882/91* mit 1 Taf.) Ausführliche Wiedergabe der Ergebnisse von Versuchen über Leistung, Dampfverbrauch usw.

Bemerkenswerte Anlagen von Turbokompressoren. Von Ostertag. (Z. f. Turbinenw. 20. Sept. 12 S. 405/07*) Ausführungen von Brown, Boveri & Co. für Bergwerke. Schnitt durch ein Gasgebläse von 317 cbm/min Ansaugleistung und 1100 mm W.-S. Gegendruck mit Dampfturbinenantrieb. Kompressoranlage für 7 at Gegendruck. Forts. folgt.

Schiffs- und Seewesen.

U. S. S. »Wyoming«, description and official trial. Von Brinser. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 948/86*) Das von William Cramp & Sons gebaute Linienschiff, das bei 171,5 m Länge, 28,8 m Breite und 8,7 m Tiefgang 26000 t verdrängt, wird von Parsons-Turbinen von 28000 PS Gesamtleistung bei 330 Uml./min angetrieben.

U. S. S. »Jouett« and »Jenkins«, contract trials performance. Von Gregory. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 925/30*) Probefahrtergebnisse der von den Bath Iron Works gebauten 742 t-Zerstörer mit Parsons-Turbinen von je 12000 PS.

U. S. S. »Beale«, description and trial performance. Von Gregory. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 899/924* mit 1 Taf.) Torpedobootzerstörer von 742 t Verdrängung und 29,5 Knoten Geschwindigkeit mit Dreiwellen-Parsons-Turbinenantrieb. Maschinenanlage. Probefahrten.

The Navy standard boiler water-testing outfit and instructions for use. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 873/81*) Aufzählung der Prüfgeräte, Verfahren bei den Versuchen.

Effect of the use of jackets, throttling and the varying of steam pressures and expansions on the economy of marine engines. Von Milner. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 820/44*) Bericht über ältere Versuche. Anleitung zum Auffinden der günstigsten Arbeitweise einer Schiffsmaschine.

Marine propulsion by electric transmission. Von Mavor. (Engng. 20. Sept. 12 S. 387/90*) Der Vortrag behandelt die Einrichtungen des »Jupiter«, s. Zeitschriftenschau vom 31. Aug. und 7. Sept. 12, des Feuerlöschdampfers »Greame Stewart« der Stadt Chicago und eines 78 m langen Frachtschiffes mit Dieselmaschinen und elektrischer Uebertragung für den Verkehr auf den Großen Seen.

Notes on the performance of the reduction gear and of the bridge-control system of the U. S. S. »Neptune«. Von Smith. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 12 S. 987/1014 mit 7 Taf.) Das Schiff mit Melville-Macalpine-Getriebe von 1220 : 135 Uebersetzung hat in 7½ Monaten 5000 Seemeilen gelaufen. Wirkungsweise des Getriebes und einer neuen Einrichtung zum Regeln der Turbine von der Kommandobrücke aus.

Lifeboats on ocean-going ships and their manipulation. Von Welin. (Engng. 20. Sept. 12 S. 401/04*) Der Vortrag bespricht die neueren Bauarten von Davits, die Regeln für das Unterbringen der Rettungsboote auf Deck und das Klarmachen von Rettungsbooten bei hohem Seegang.

Unfallverhütung.

Moderne sozialhygienische Einrichtungen in chemischen Werken. Von Quinke. (Z. Ver. deutsch. Ing. 28. Sept. 12 S. 1586/87 mit 4 Taf.) Einrichtungen des Werkes von Friedr. Bayer & Co. in Leverkusen in den Abteilungen für Mineralsäuren, Zwischenerzeugnisse, Farbstoffe, Apothekerwaren usw. Räume für die Körperpflege, Wohnräume, Erholungsräume, Schule.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The British Association. Forts. (Engng. 20. Sept. 12 S. 377/80*) Vorträge von Morris: »The electrical measurement of wind velocities«, von Clerk: »Gas-turbines«, s. Zeitschriftenschau vom 28. Sept. 12, von Macdonald: »The road problem«, von Wimperis: »The Wimperis accelerometer« und von Petavel und Lander: »An experimental investigation of the transmission of heat«. Forts. folgt.

Die Kraftversorgung des Kleingewerbes. Von Vollhardt. (ETZ 19. Sept. 12 S. 971/76*) Durch Aufstellung der Betriebskosten von Gasmaschinen, Elektromotoren, Benzin- und Benzolmaschinen wird die Abhängigkeit des Preises einer PS-Stunde von der Zahl der jährlichen Betriebstunden festgestellt. Verbreitung der Elektromotoren und Gasmaschinen im Kleingewerbe.

Wasserversorgung.

Ashton-under-Lyne, Stalybridge and Dukinfield waterworks. (Engineer 20. Sept. 12 S. 300/01*) Die beiden Werke von 24200 cbm Tagesleistung enthalten je 18 Filterkessel von Mather & Platt von 2,45 und 2,6 m Dmr., durch deren Sandfüllung das Wasser unter Druck hindurchgetrieben wird. Behandlung mit Fällmitteln.

Rundschau.

Das Stahlwerk Becker in Willich [1]).

Unter den Stahlwerken Deutschlands nimmt das junge, lediglich zur Herstellung hochwertiger Stahlsorten bestimmte Stahlwerk Becker in Willich bei Krefeld in mehrfacher Beziehung einen besondern Platz ein. Es ist im Oktober 1908 mit der Absicht gegründet worden, zu den großen österreichischen, englischen und amerikanischen Qualitäts-Stahlwerken auf dem Weltmarkt ein Gegengewicht zu bilden, und erzeugt Stahl für Werkzeuge, stark beanspruchte Maschinenteile, Schiffe, Motorwagen und Luftschiffe, ferner für die Sonderzwecke in der Elektrotechnik und im Kriegswesen. Ein Teil der Anlagen ist Ende 1909, der andre während des Jahres 1910 in Betrieb genommen worden. Die bebaute Fläche umfaßt rd. 70000 qm, während noch etwa 15000 qm für Erweiterungen zur Verfügung stehen. Die Anzahl der Arbeiter beträgt heute 600, die der Beamten 100. Das Werk zeichnet sich durch neuzeitliche Anlage, einen gut durchgeführten Arbeitsplan und sorgfältige Ausrüstung vorteilhaft aus.

Lageplan des Stahlwerkes Becker in Willich.

- *a* Eingang
- *b* Verwaltungsgebäude
- *c* Tiegelmacherei
- *d* Gußstahlschmelze
- *e* Roheisenlager
- *f* Blocklager
- *g* Gaserzeugeranlage
- *h* Elektrohängebahn
- *i* Kesselhaus
- *k* Maschinenhaus
- *l* Abdampfsammler
- *m* Blockdreherei
- *n* Hammerwerk
- *o* Knüppellager I
- *p* Putzerei
- *o* Knüppellager II
- *q* Walzwerk
- *r* Beize
- *s* Glüherei der Drahtzieherei
- *t* Drahtzieherei
- *u* Rohrzieherei
- *v* Pumpenhaus
- *w* Gaserzeuger der Rohrzieherei
- *x* Werkstätte für Kriegsausrüstung
- *y* mechanische Werkstätte
- *z* Ausbesserwerkstätte
- *a'* Glüherei
- *b'* Gaserzeuger der Glüherei
- *c'* Härterei
- *d'* Untersuchungsanstalt
- *e'* Stahllager und Schuppen

Die Figur zeigt den Lageplan. Eine von Südwesten nach Nordosten durchlaufende Straße teilt ihn in zwei Hälften. Die südliche umfaßt die Werkstätten für die Rohverarbeitung und die Kraftanlagen, die nördliche die Verfeinerungs-, Untersuchungs- und Versandabteilungen. An den äußeren Grenzen der Hauptabteilungen läuft parallel zur Mittelstraße je ein Gleis. Auf dem südlichen werden die Rohstoffe, wie Kohlen, Roheisen, Legierungsmetalle usw., angebracht, auf dem nördlichen die fertigen Erzeugnisse durch eine feuerlose Lokomotive abgefahren. Beide Gleise schließen sich südöstlich an die Staatseisenbahn an. Die einzelnen Werkstätten sind dem Arbeitsgange entsprechend aneinandergereiht, so daß jeder überflüssige Weg vermieden wird. Sie sind untereinander durch Schmalspurgleise verbunden, auf denen einige kleine Lokomotiven fahren. Sämtliche Gebäude bestehen aus Ziegelmauerwerk.

[1]) Nach einer Veröffentlichung in »Stahl und Eisen« vom 20. Juni und 4. Juli 1912.

An der Eingangseite der südlichen Gebäudegruppe liegt die Tiegelmacherei, die aus 3 Abteilungen, nämlich aus einem Lagerraum für Graphit, gebrannten und rohen Ton, aus der eigentlichen Tiegelmacherei und den Tiegel-Trockenkammern besteht. Sie ist mit den üblichen Maschinen, wie Kollergang, Mischmaschinen, Knetmaschinen und doppelter Tiegelpresse, ausgerüstet und mit Staubabsaugung versehen. Die mit Dampf geheizten Trockenkammern nehmen 12000 Tiegel auf. Die Tiegel werden in zwei Sorten als sogenannte reine Graphittiegel und als Tiegel mit Tonfutter hergestellt, fassen je 80 kg flüssigen Stahl und werden beim Stahlschmelzen nur einmal benutzt. In einem anschließenden Raum liegen die Legierungsmetalle, wie Ferrowolfram, Ferromolybdän, Ferrovanadin und Nickel. Die 1250 qm bedeckende Gußstahlschmelze enthält 4 Tiegel-, Siemens-Martin- und Elektrostahlöfen für eine jährliche Erzeugung von 18000 t Rohblöcken. Der elektrische Ofen ist von Girodscher Bauart. Alle andern Oefen, auch die Vorwärmöfen für die Tiegel, ferner die Trichter- und Pfannenfeuer werden mit Gas aus Braunkohlenbriketts geheizt. Die Blöcke haben 250 bis 350 mm Dmr. und sind 1000 bis 1500 mm lang. Man gießt sie zylindrisch, um sie nötigenfalls wegen der Fehler auf der Oberfläche bequem abdrehen zu können. Bis auf einige besondere Sorten werden alle Blöcke so gegossen, daß man den flüssigen Stahl bis zu 7/8 der Formenhöhe von unten aufsteigen läßt. Dann bringt man Schamotterohre, die in besondern Gasöfen auf Weißglut erhitzt worden sind, in die Gießform und gießt vier bis fünf mal nach. Während der Zeit des Nachgießens hält das Schamotterohr den Stahl flüssig. Mit Hülfe dieses Verfahrens ist es gelungen, die Lunkerbildung soweit zu verringern, daß nicht mehr als 12 vH des Blockgewichtes unbrauchbar werden. Blöcke von mehr als 800 kg Gewicht gießt man mit schwimmender Haube von oben. Die rotwarmen Blöcke werden in ungeheizte Tiefgruben gebracht, die außerhalb des Schmelzhauses liegen und vom Halbportalkran des Blocklagers bedient werden, und mit einem schlechten Wärmeleiter umgeben. Darauf wird die Grube durch einen Deckel mit Wasserabschluß luftdicht verschlossen. Nach etwa einer Woche nimmt man die noch heißen Blöcke heraus und bringt sie zur Blockdreherei. Von hier gehen sie entweder in das Hammerwerk oder in das Walzwerk. Die mit Gas aus Braunkohlenbriketts geheizten Wärmöfen des Hammerwerkes liegen in einer Reihe mitten in der 1500 qm großen gedeckten Halle. Zu beiden Seiten stehen mehrere Dampfhämmer von 150 bis 3000 kg Bärgewicht. Die schweren Hämmer werden durch Drehkrane, die auf Rollenlagern laufen, bedient. Zum Vorpressen der größeren Blöcke auf Riegel und zum Fertigschmieden großer Formstücke (Wellen für Dampfturbinen, Schiffsmaschinen) dient eine dampfhydraulische Schmiedepresse für 1000 t von 1000 mm Hub. Im Hammerwerk wird auch Werkzeug- und Schnelldrehstahl zu Stäben, Scheiben und besonders geformten Stücken geschmiedet und der Konstruktionsstahl für Maschinenteile von Motorwagen usw. fertiggemacht. Die Erzeugnisse des Hammerwerkes und des Walzwerkes, wie Knüppel und Riegel, werden, bevor sie weitergehen, gebeizt und in einer

zwischen den beiden Abteilungen liegenden Putzerei auf Fehler untersucht, nötigenfalls auf mehreren gewöhnlichen und zwei Pendelschleifmaschinen ausgebessert. Ein Knüppelbrecher prüft die Knüppel auf das Vorhandensein von Lunkern. Der Putzraum bedeckt mit dem Knüppellager zusammen 1600 qm.

Das Walzwerk nimmt den größten Platz, nämlich 75 × 48 qm ein. Durch eine Säulenreihe in der Mitte wird es in zwei Hallen zerlegt, die je von einem 10 t-Kran bestrichen werden. In der einen Halle stehen das Blockwalzwerk und das Drahtwalzwerk, in der andern die Stabstraße. Das Blockwalzwerk hat drei Gerüste mit Walzen von 600 mm Dmr. und je 1800 mm Ballenlänge und wird von einem 500 PS-Gleichstrommotor mit Schwungrad angetrieben, dessen Umlaufzahl zwischen 70 und 100 Uml./min. geregelt werden kann. Die zugehörige Dachwippe wird ebenfalls elektrisch betätigt. Die in den Rollöfen gewärmten Blöcke wiegen 400 kg. Sie werden, nachdem sie durch das Blockwalzwerk gegangen sind, von einer 25 PS-Blechschere oder einer 100 PS-Schlittensäge mit elektrischem Antrieb zu Knüppeln, Riegeln und Quadratstücken zerschnitten. Die Knüppel und Riegel gehen zum Hammerwerk und zu den andern Walzenstraßen, die Quadratstücke zur Rohrzieherei. An die Blockstraße schließt sich das Drahtwalzwerk mit 2 hintereinander liegenden Straßen an. Die Draht-Vorstraße hat 2 Triogerüste von 300 mm Walzendurchmesser und 900 mm Ballenlänge. Die zwischen der Block- und der Draht-Vorstraße angeordnete Draht-Fertigstraße hat 7 Triogerüste von 265 mm Walzendurchmesser und 700 mm Ballenlänge Zum Antrieb dient ein Drehstrommotor von 1200 PS, 300 V und 500 Uml./min, der mit der Fertigstraße unmittelbar gekuppelt ist und die Vorstraße durch Riemen antreibt. Die Drahtstraße ist mit Tiefläufen und Umführungen versehen, zwei tiefliegende Haspel wickeln den Draht abwechselnd vom letzten Gerüst ab. Ein Wärmofen befindet sich in der Nähe. Die Stabstraße mit Antrieb durch einen 600 PS-Gleichstrommotor für 150 bis 250 Uml./min ist eine Doppel-Duostraße mit 7 Gerüsten von 300 mm Walzendurchmesser und 1000 mm Ballenlänge und wird durch zwei elektrische Friemel-Walzwerke zum Kalibrieren von Rundstahl, eine Kalt- und eine Warm-Schere sowie einen Haspel für Draht und Bandstahl vervollständigt. Auch hier ist ein mit Braunkohlenbrikettgas geheizter Ofen vorhanden Drei Walzendrehbänke und einige andre Bearbeitungsmaschinen stehen in einer besondern Abteilung des Walzwerkes.

Nördlich von der Hauptfabrikstraße liegt gegenüber dem Walzwerk die Präzisionszieherei, in der hauptsächlich Kugelstahl, gezogener Stahl für Spiral- und Gewindebohrer, Konstruktionsstahl von verschiedenen Querschnitten und Silberstahl hergestellt wird. Der Raum enthält mehrere Stangenziehbänke und Stangenrichtmaschinen nebst den erforderlichen Kaltsägen. Der Draht von 2 bis 16 mm Dmr. wird auf einem Grobzug, der feinere von 0,3 bis 2,5 mm Dmr. auf einem Feinzug hergestellt. Zum Richten dienen sieben Maschinen verschiedener Größe, zum Fertigmachen des Silberstahles vier Poliermaschinen. Mehrere Drehbänke, Bohr- und Feilmaschinen stellen die in der Zieherei gebrauchten Werkzeuge und Matrizen her. Eine besondere Glühanlage mit Muffelöfen für die Stäbe und Drahtringe und eine getrennt gelegene Beizanlage vervollständigen die Werkstatt. Ein Brinellscher Kugeldruckapparat und ein Pendel-Härtemesser dienen zum ständigen Prüfen der Erzeugnisse der Zieherei. In der sich anschließenden Rohrzieherei werden auf zwei mit Druckwasser betriebenen stehenden Lochpressen und einer doppelt arbeitenden wagerechten Ziehpresse volle Blöcke (Quadratstücke) in Rohre verwandelt und diese dann entweder auf einer elektrischen Warmziehbank mit einem Dorn oder auf einer Reduzierbank ohne Dorn auf kleinere Querschnitte gebracht. Das Druckwasser von 200 at liefern zwei elektrische Preßpumpen. In dieser Abteilung werden aus hochwertigem Chromstahl die Rohrstücke für die Herstellung von Kugellager-Laufringen gezogen, während man noch vor einigen Jahren in den Kugellagerfabriken allgemein volle runde Stäbe oder Scheiben verwandte, aus denen die Ringe mühsam ausgestochen werden mußten. Bei dem neuen Verfahren ist nur geringe Dreharbeit erforderlich, da die Rohrstücke sehr genau gearbeitet werden. Für außergewöhnlich genau zu ziehende Rohrstücke sind in der Halle noch zwei Kaltziehbänke von großer Zugkraft und eine schwere Richtmaschine aufgestellt. Auch diese Werkabteilung ist mit Drehbänken und Schleifmaschinen zum Herstellen und Bearbeiten der Dorne und Matrizen ausgestattet.

In einer besondern mechanischen Werkstatt werden die im Werk hergestellten Formstücke, Kurbelwellen für Motoren u. a. m. bearbeitet. Außerdem enthält sie eine schwere Schruppbank von 500 mm Spitzenhöhe und 3000 Spitzenweite, auf der die Beckerschen Schnellarbeitstähle erprobt werden. Die Bank wird von einem 55pferdigen Gleichstrom-Stufenmotor mit Kettenantrieb und dreifachem Rädervorgelege betrieben. Ihre Hauptspindel hat 45 verschiedene Umlaufzahlen von 8 bis 125 Uml./min, die Zahl der Vorschübe beträgt 20. Von jedem zu Schnelldrehstahl bestimmten Guß werden 3 bis 5 Meißel auf dieser Bank geprüft. Bemerkenswert ist ferner eine Schnellbohrmaschine zum Prüfen der aus warmem Flachstahl gewundenen Beckerschen Spiralbohrer, die in einer der mechanischen Werkstatt angegliederten Werkzeugabteilung aufgestellt ist. Die durch einen 28 PS-Gleichstrommotor mittels Riemens angetriebene Bohrmaschine übt 5 t senkrechten Druck aus. Die Umlaufzahl der Bohrspindel kann von 80 bis 240 und von 320 bis 660 Uml./min geregelt werden. Sämtliche zu prüfende Bohrer läßt man auf Siemens-Martin-Stahl von 60 kg/qmm Festigkeit arbeiten. Mit der letztgenannten Abteilung steht die Betriebsabteilung für die Herstellung von Kriegsmaterialien in Verbindung. Diese befaßt sich mit der Erzeugung von Panzerblechen für Maschinengewehre und Geschütze, von schußsicheren Gondeln für Luftfahrzeuge und von Gewehrläufen. Die umfangreiche Glüherei des Werkes enthält 12 mit Braunkohlenbrikettgas geheizte Oefen von 600 bis 2000 mm Breite und 5,5 m Länge, die je 1 bis 20 t Stahl fassen. Daran schließt sich die Härterei und Vergütungsanstalt mit Härtbecken von 1800 mm Dmr. und 6 m Tiefe. Die Erzeugnisse sämtlicher Abteilungen gehen vor dem Versand noch durch eine besondere Prüfstelle, wo sie auf den Grad des Glühens, die Bearbeitfähigkeit, Härte und Härtfähigkeit sowie auf Zähigkeit untersucht werden. Der Befund dieser Prüfung wird schriftlich niedergelegt. Die fehlerfreien Stähle kommen auf das 1060 qm umfassende Lager.

Ein chemisches, ein metallographisches und ein Zerreißlaboratorium für die Analyse der Rohstoffe, die Zug-, Druck- und Biegeversuche, die Herstellung von Gefügebildern usw. befinden sich in einem besondern einstöckigen Gebäude von 20 × 12 qm Grundfläche und sind mit den üblichen Maschinen und Einrichtungen reichlich versehen.

Die Betriebskraft für das ganze Werk liefern 3 Dampfdynamos von 300, 1000 und 1400 PS und eine mit dem Abdampf des Hammerwerkes und der Schmiedepressen betriebene Turbodynamo von 2200 PS, die Gleichstrom von 220 und 440 V, einfachen Wechselstrom von 3000 V und Drehstrom von 3000 V erzeugen. Mit Hülfe eines Einankerumformers kann man von jeder der drei großen Maschinen Gleichstrom und Drehstrom erhalten, ferner können 2 Maschinen parallel geschaltet werden. Drehstrom wird zum Betriebe der Drahtstraße gebraucht, einphasiger Wechselstrom, nachdem er auf 70 V gebracht worden ist, für den Girod-Ofen. Als Dampfkessel hat man hauptsächlich wegen des Hammerwerkbetriebes Großwasserraumkessel, und zwar 8 Zweiflammrohrkessel von je 110 qm Heizfläche für 13 at und 330° Ueberhitzung mit selbsttätigen Feuerungen gewählt. Das Kesselhaus hat man zwischen die Gußstahlschmelze und das Hammerwerk gelegt, um kurze Frischdampfleitungen zum Hammerwerk und kurze Abdampfleitungen von hier zum Dampfsammler der Dampfturbine zu erhalten. Die Abgase sämtlicher Kessel gehen durch Rauchgasvorwärmer für das Kesselspeisewasser, das aus dem Kondensationswasser der Turbine und aus gereinigtem Brunnenwasser besteht. Die Bunker über den Kesseln werden mittels einer Elektrohängebahn gefüllt. Außer den erwähnten Kesseln sind noch zwei Wasserrohrkessel von je 110 qm Heizfläche für 13 at vorhanden, welche die heißen Abgase einiger Wärmöfen im Hammerwerk ausnutzen. Das Braunkohlenbrikettgas wird in zwei Anlagen mit vier Gaserzeugern gewonnen. Man hat solches Gas gewählt, weil es wegen seines sehr geringen Schwefelgehaltes vorteilhaft für die Stahlerzeugung ist, und aus wirtschaftlichen Gründen. Ueber diese neu aufkommende Verwendung von Braunkohlenbrikettgas in Stahlwerken haben wir bereits an anderer Stelle berichtet[1].

Eine neue Beschickvorrichtung für Martinöfen mit flüssigem Roheiseneinsatz hat G. Neumann[2]) für ein russisch-polnisches Werk geschaffen. Das Werk betrieb seine Oefen bisher mit kaltem Roheisen und Schrott. Da aber einerseits die Schwierigkeit, billigen Schrott zu erhalten, stetig wuchs und anderseits der Wettbewerb der südrussischen Werke stark zunahm, beschloß man, zum Betrieb mit flüssigem Einsatz überzugehen. Um nun die hohen Kosten für einen Decken-Laufkran, dessen Aufstellung auch den Umbau der verhältnismäßig schwach gebauten Ofenhalle und eine längere Betriebs-

[1]) s. Z. 1912 S. 1561.

[2]) s. Stahl u. Eisen 19. Sept. 1912.

unterbrechung erfordert hätte, zu umgehen, hat man schließlich ein turmähnliches Gerüst gebaut, das auf einem Gleise vor den Oefen verfahren werden kann und dazu dient, die Pfanne mit dem flüssigen Roheisen bis zur Höhe der Eingußrinnen an den Ofen hochzuheben und zu entleeren. Zu dem Zweck haben die Pfannen außer den Tragzapfen besondere Kippzapfen, die sich beim Hinaufziehen an einstellbare Stützen im oberen Teile des Turmes anlehnen und dadurch die Pfanne allmählich in die Kippstellung bringen. Die Pfannen werden von den beiden Hochöfen des Werkes auf einem schweren abgefederten Wagen mit einer schmalspurigen Lokomotive zu den drei 30 t-Martinöfen gebracht. Die Lokomotive schiebt außerdem noch einen leichten, nicht gefederten Wagen vor sich her. Ist das rechtwinklig zum Lokomotivgleis angeordnete Gleis des Turmgerüstes erreicht, so wird zunächst der leichte Wagen unter das Gerüst gefahren und die leere Pfanne auf ihn herabgelassen. Darauf schiebt die Lokomotive beide etwas vor, so daß der schwere Wagen die Stelle des leichten einnimmt, und die gefüllte Pfanne wird hochgezogen. Die Lokomotive fährt mit den Wagen wieder zu den Hochöfen zurück usw. Die Pfannen nehmen 13 bis 15 t Roheisen auf. Die Anlage ist seit fast einem halben Jahr in regelmäßigem Betrieb. Ihre Kosten haben weniger als den vierten Teil derjenigen betragen, welche mit der Aufstellung eines Decken-Laufkranes verbunden gewesen wären.

Steinkohlenbriketts mit Naphthalinzusatz. Ein billiger Ersatz des beim Brikettieren von Steinkohlen erforderlichen Bindemittels, des im allgemeinen dazu verwendeten Peches, ist bei seinem verhältnismäßig hohen Preise für die Wirtschaftlichkeit des Brikettierverfahrens sehr wichtig. In erster Linie hat man dazu das Naphthalin herangezogen. Ein früherer Versuch von Buß-Fohr bestand darin, daß Naphthalin im Mischer verdampft und so zwischen die Kohlenteilchen verteilt wurde. Das neue Verfahren von Schüring[1]) unterscheidet sich von dem genannten dadurch, daß das Naphthalin außerhalb des Mischers geschmolzen, darauf in einem mit überhitztem Dampf geheizten Vergaser verdampft und dann erst in einer ziemlich tief liegenden Zone durch überhitzten Dampf von 4 at und 250° in den Mischer gedrückt wird. Dadurch soll erreicht werden, daß das Bindemittel tatsächlich in Dampfform und nicht im flüssigen Zustand in die Knetmasse kommt und daß es sie von unten bis oben durchdringt. In den Versuchsanlagen Hansa des Norddeutschen Lloyds in Bremerhaven und der Zeche Blankenburg im Oberbergamtsbezirk Dortmund wird das Pech nur zum Teil durch Naphthalin ersetzt. Während man früher auf der Zeche Blankenburg für gute Briketts einen Pechzusatz von 6,25 bis 6,5 vH brauchte, sind jetzt bei einem Zusatz von 0,3 vH Naphthalin nur 4,5 bis 5 vH Pech nötig. Im ganzen hat sich dadurch eine Ersparnis der Auslagen für Bindemittel von 0,48 ℳ, bezogen auf 1 t Briketts, ergeben, wovon allerdings noch ein geringer Betrag für die Tilgung und Verzinsung der Einrichtungen und für Dampfverbrauch abzuziehen ist. Mehr als 0,3 vH Naphthalin zu verwenden, ist nicht zweckmäßig, da sonst das Gut am Stempel klebt und die Briketts infolge mangelnder Festigkeit schon beim Verlassen der Presse brechen. Die ausgerechnete Ersparnis versteht sich bei einem Preise des Peches von 38 ℳ/t, der der Zeche vom Kohlensyndikat gewährt wird. Sie steigt, wenn man den Marktpreis von rd. 61 ℳ/t zugrunde legen muß, auf etwa 0,85 ℳ/t, ferner auch in allen Fällen, wo man mit dem höheren Pechzusatz von 6,5 und 7,5 vH arbeitet.

Das Wasserkraft-Elektrizitätswerk am Big Creek in Kalifornien. Die Pacific Light and Power Corporation, die zur Versorgung von Los Angeles und benachbarter Ortschaften mit insgesamt 400000 Einwohnern bereits sechs Wasser- und Dampfkraftwerke von 70000 KVA Leistung besitzt, hat den Bau neuer großartiger Wasserkraftanlagen am Big Creek begonnen, einem Gebirgsfluß, der in den Sierras entspringt und mit seinen Zuflüssen ein Einzuggebiet von rd. 200 qkm umfaßt. Die erste Anlage wird in einer Höhe von etwa 2100 m ü. M. errichtet, an einer Stelle, die rd. 450 km von Los Angeles entfernt ist. Um den Bau in Angriff nehmen zu können, mußte die Gesellschaft zunächst eine mehr als 80 km lange Bahn anlegen lassen, die 35 km nördlich von Fresno von der Southern Pacific-Bahn abzweigt, und die in der Zeit von Ende Januar bis Juli d. J. vollendet worden ist. Die Anlage wird eine Talsperre von rd. 120 Mill. cbm Inhalt und zwei Werke für 640 bezw. 580 m Gefäll umfassen. Die Talsperre liegt unmittelbar oberhalb der Big Creek-Fälle. und der Stausee wird im Norden und Osten von 3000 m hohen Gebirgszügen eingeschlossen, während im Süden und Westen niedrigere Berge liegen, die das Zuströmen der warmen, wassergesättigten Meereswinde nicht hindern. Die jährliche Regenhöhe beträgt im Flußgebiet 200 cm und die Abflußmenge entspricht einer Regenhöhe von fast 130 cm, also 260 Mill. cbm im Jahre.

Die Talsperre wird von drei Betondämmen gebildet, von denen zwei rd. 30 und einer 50 m hoch ist, und die alle natürlichen Ausflußstellen des Stausees abschließen. Unterhalb des Stausees hat der Big Creek auf 9 km Länge ein Gefälle von 1220 m, so daß bei der großen Stauwassermenge auch in sehr dürren Jahren der Betrieb von sehr leistungsfähigen Kraftanlagen aufrecht erhalten werden kann. Man plant demzufolge auch einen Ausbau auf schließlich 120000 KW. Von der Talsperre aus wird das Wasser zunächst in einem 1200 m langen Stollen durch das feste Granitgebirge, sodann durch eine 2070 m lange eiserne Rohrleitung ohne Druckgefäll am Rande der Berge bis oberhalb des ersten Turbinenhauses geleitet, dem es durch Druckrohre zuströmt. Hinter dem ersten Werk wird durch einen 21,5 m hohen Damm im Flußbett ein Sammelbecken für den zweiten Tunnel gebildet, der mit 6,5 km Länge ebenfalls durch festen Granit nach dem Schluchtabhange über dem zweiten Turbinenhause geführt wird und dessen Endpunkt ebenfalls durch Druckrohre mit dem Turbinenhause verbunden ist.

Die beiden Kraftwerke sollen für gleiche Leistungen von je 60000 KW ausgebaut werden. Trotz des geringeren Gefälles ist dies auch für das zweite Werk möglich, da in das Sammelbecken unterhalb des ersten Turbinenhauses ein Nebenfluß mündet, dessen Wassermenge das geringere Gefälle ausgleicht. Die Maschinenhäuser werden in Eisenbeton ausgeführt und erhalten im endgültigen Ausbau je vier Turbinendynamos von zusammen 60000 KW Leistung. Hiervon werden zunächst in beiden Werken je zwei Maschinensätze aufgestellt. Da das erste Werk das Kraftwasser auch ungenutzt durchströmen lassen kann, können beide Werke unabhängig voneinander betrieben werden. Die Maschinensätze bestehen aus Drehstromerzeugern von 6600 V Klemmenspannung, die je von zwei fliegend angeordneten Freistrahlrädern mit zusammen 20000 PS Leistung angetrieben werden. Das Bemerkenswerteste an dieser Anlage ist jedoch, daß der Strom mit der bisher noch nicht verwendeten Spannung von 150000 V über die rd. 450 km lange Fernleitung nach Los Angeles übertragen werden soll. Die Leitung wird doppelt ausgeführt und aus zwei Linien von eisernen Turmmasten bestehen, die je drei in einer Ebene angeordnete Aluminiumseile mit Eisenkern tragen. (Electrical World 7. Sept. 1912)

Große mechanische Wasserreinigungsanlagen sind für die Wasserversorgung der Städte Ashton-under-Lyne, Stalybridge und Dukinfield von Mather & Platt, Manchester, erbaut worden. Die beiden ziemlich gleich großen Werke in Ashton Gap und Brushes, in denen täglich rd. 24200 cbm Wasser mit Kalkmilch und Alaun behandelt werden können, enthalten je 18 Filterkessel von rd. 2,6 m Dmr., durch die das Wasser hindurchgedrückt wird, und arbeiten mit natürlichem Gefälle, das auch die Kraft für den Antrieb der Rührvorrichtungen sowie der Lichtmaschinen liefert. Da die Filter mit Hülfe der Rührwerke unter gleichzeitigem Durchspülen häufig gereinigt werden müssen, so ist bei jedem Werk ein Absitzbecken vorhanden, aus dem das gereinigte Wasser wieder entnommen werden kann. Die Filterkessel sind auf Druck geprüfte genietete Behälter, auf deren gelochtem Doppelboden eine 1 m hohe Schicht von besonders gekörntem Quarz ruht. Das Rohwasser tritt von oben herein und wird unter dem Doppelboden wieder abgelassen. Die beiden Anlagen sind errichtet worden, nachdem eine im Jahre 1909 gebaute Versuchsanlage für 1960 cbm Tagesleistung gute Ergebnisse geliefert hatte. (The Engineer 20. September 1912)

Neue Schiffbrücke über das Goldene Horn in Konstantinopel. Seit den letzten Jahren ist man im ganzen türkischen Reich bemüht, neue Verkehrswege zu schaffen und die alten zu verbessern; so sind außer neuen Eisenbahnlinien Straßennetze von mehreren 1000 km Länge geplant und zum Teil schon begonnen. Wie wichtig ein beschleunigter Weiterbau von Verkehrsmitteln ist, ergibt sich aus der Tatsache, daß der Verkehr unter den neuen politischen Verhältnissen in Konstantinopel in den letzten drei Jahren um ein Drittel gewachsen ist Ein besonders wichtiges Verkehrsmittel, das am 27. April 1912 eingeweiht worden ist, ist die Schiffbrücke über das Goldene Horn, die die Stadtteile Galata und Stambul verbindet. Zwischen den Widerlagern hat das Brückenbauwerk eine Länge von 466,6 m, zwischen den Geländern eine Breite von 25 m, von denen 14 m auf den Fahrdamm und je 5,5 m auf die beiden Fußwege entfallen. Für die Kleinschiffahrt sind im geschlossenen Zustand der Brücke 2 Durchfahrten von je 12 m

[1]) Vergl. Glückauf vom 21. Sept. 1912.

lichter Weite und 5,3 m lichter Höhe bei unbelasteter Brücke angeordnet. Durch Ausschwenken des mittleren beweglichen Teiles kann für Schiffe mit hohen Masten eine Durchfahrt von 62,5 m lichter Weite geschaffen werden. Die Brücke besteht aus 12 gelenkig verbundenen Stücken: bei einem normalen Brückenstück ruht der Ueberbau mit Fachwerk-Querträgern auf zwei längsgerichteten 38,7 m langen und 8,2 m breiten Schwimmkasten, die einen Raum von 8,6 m zwischen sich lassen und durch einen Stabverband unverschieblich gemacht sind. Die Unterlage für die Fahrbahn bilden Belageisen auf gewalzten Längsträgern. Jedes Brückenstück ist an vier Schirmankern festgelegt, mit Ausnahme des beweglichen Teiles und der Endstücke. Die einzelnen Stücke sind so miteinander verbunden, daß gegenseitige Bewegungen außer den durch Last- und Wasserstandwechsel hervorgerufenen Winkeländerungen unmöglich sind; die beiden Endstücke liegen so niedrig über dem Wasser, daß für die sonst verwendeten Querträger keine genügende Bauhöhe vorhanden gewesen wäre: sie sind auf zwei gleichen querliegenden Schwimmkasten gelagert. Das Ausfahren geschieht durch Drehung um 180° nach dem Goldenen Horn und nach Galata hin durch ein am freien Ende befestigtes Boot mit elektrisch getriebenen Schrauben, dessen Antrieb von einem am Brückengeländer stehenden Anlasser aus geregelt wird. Die Widerlager, die nur als Ufereinfassung dienen und wenig zu tragen haben, sind unter Luftdruck gegründet. Da der Baugrund an beiden Ufern bis auf 40 m und 70 m aus Schlamm besteht, sind zur weiteren Sicherung weit ins Land hineinreichende Längsverankerungen angeordnet. Das Gewicht der gesamten Eisenkonstruktionen, das von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Werk Gustavsburg, geliefert wurde, beträgt rd. 8000 t. (Deutsche Bauzeitung 18. und 21. September 1912)

Panzerkreuzer »Princess Royal«. Der für die englische Marine auf der Werft von Vickers Ltd. Naval Construction Works, Barrow-in-Furness, erbaute Panzerkreuzer hat vor kurzem seine Probefahrten erfolgreich erledigt. Das Schiff ist 201 m lang, 27 m breit und verdrängt bei 8,5 m Tiefgang 26350 t. Die Bewaffnung besteht aus acht 34 cm-Geschützen, die zu je zweien in Panzertürmen derart aufgestellt sind, daß vier Geschütze gleichzeitig nach vorn, sämtliche breitseits und zwei Geschütze nach hinten feuern können. Zum Antrieb dienen Parsons-Turbinen von rd. 70000 PS, die auf vier Wellen mit je einer Schraube arbeiten. Die vertraglich vorgeschriebene Geschwindigkeit beträgt 28 Knoten. Ueber den Ausfall der Probefahrten ist nichts bekanntgegeben. (Engineering 20. September 1912)

Funkentelegraphie mit Erdantennen. Nachdem bereits von Kiebitz Untersuchungen über die Wirkung von Erdantennen angestellt worden waren[1]), hat sich auch der englische Fachmann Balsillie mit dieser Frage beschäftigt und sie soweit gefördert, daß die englischen Anlagen für Funkentelegraphie, die in Papua, Queensland und Südaustralien errichtet werden sollen, nur 45 m hohe Masten erhalten und die Luftantennen durch Erdantennen ergänzt werden. Andre Anlagen werden nur noch mit Erdantennen versehen werden, mit denen es Balsillie gelungen sein soll, gerichtete Wellen auszusenden. (ETZ 19. September 1912)

Geh. Baurat Professor **Pfarr**, Darmstadt, ist von der Technischen Hochschule Aachen in Würdigung seiner hervorragenden Verdienste, als schaffender Ingenieur und erfolgreicher Lehrer, um die Förderung des Wasserkraft-Maschinenbaues zum **Dr.-Ing. ehrenhalber** ernannt worden.

[1]) s. Z. 1911 S. 2116.

Patentbericht.

Kl. 10. Nr. 243415. **Koksöfenbatterie.** Stettiner Chamotte-Fabrik A.-G. vorm. Didier, Stettin. Die zwischen den einzelnen Oefen oder Ofengruppen für eine ungehinderte Ausdehnung in der Längsrichtung vorgesehenen senkrechten Trennfugen werden mit Platten aus nachgiebigem Stoff, z. B. Preßkork, ausgefüllt. Diese verkoken beim Betriebe unter erheblicher Volumenverringerung und verhüten ein Eindringen von Mörtel oder sonstigen Fremdkörpern in die Fugen.

Kl. 21. Nr. 249894. **Kohle-Braunstein-Elektrode.** F. Dietz, Nürnberg. Die aus Braunstein und Graphit bestehende angefeuchtete Masse wird zu Hohlsträngen, deren lichte Weite etwas geringer als der Durchmesser des Kohlenstabes ist, gepreßt, dieser Preßling dann auf die Länge der einzelnen Depolarisatoren zugeschnitten und alsdann je ein Kohlenstab unter Beanspruchung der Elastizität der noch bildsamen Preßlinge in diese eingeschoben, so daß die letzteren infolge des beim Trocknen auftretenden Schwindens auf den Kohlenstäben festsitzen.

Angelegenheiten des Vereines.

Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen.

Der Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen hat die bisher beschlossenen vier Sätze: I. Der Wert des mechanischen Wärme-Aequivalents[1]); II. Leitfähigkeit und Leitwert[1]); III. Temperaturbezeichnungen[2]); IV. Einheit der Leistung[3]), sowie eine Liste der zur allgemeinen Benutzung vorgeschlagenen Formelzeichen[3]) auf einem Blatte herausgegeben, das zum Preise von 2 ℳ für 100 Stück von der Geschäftsstelle des Elektrotechnischen Vereins, Berlin, Königgrätzer Str. 106, bezogen werden kann.

Die in Z. 1912 S. 1480 veröffentlichten

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung 1912

werden gegen Einsendung von 50 ₰ postfrei abgegeben.

Die nach dem Stande vom Anfang 1912 abgeschlossene, wesentlich erweiterte dritte Auflage des

Bücher- und Zeitschriften-Verzeichnisses

der Bücherei des Vereines deutscher Ingenieure ist fertiggestellt und wird den Mitgliedern gegen Einsendung von 50 ₰ (innerhalb Deutschlands postfrei) zugesandt.

Unsere Büchersammlung dient zugleich als Handbücherei der Redaktion der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure; deshalb können ihre Bestände nicht verliehen werden.

[1]) s. Z. 1910 S. 956. [2]) s. Z. 1909 S. 1611. [3]) s. Z. 1912 S. 1483.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **122/23. Heft** erschienen; es enthält:

Bach und **Graf:** Versuche mit Eisenbetonbalken. Vierter Teil.

Der Preis des Doppelheftes beträgt 4 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag **beizufügen** ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Doppelheft für 2 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 124** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 41. **Sonnabend, den 12. Oktober 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Neuere Kranbauarten für Sonderzwecke.[1]

Von Dipl.-Ing. **C. Michenfelder,** beratendem Ingenieur.

Das Verfahren, Gegenstände aus schmiedbarem Eisen durch die reinigende Behandlung ihrer Oberflächen mit verdünnten Säuren für das Verzinnen, Verzinken, Verbleien usw. geeignet zu machen, hat die Zahl der modernen Sonderkrane um eine weitere Art vermehrt: um die Beizkrane. Die zu beizenden Gegenstände — meist Bleche, aber auch Röhren, Drahtbündel u. a. — müssen während des Beizvorganges so gehalten und bewegt werden, daß das Beizen möglichst wirtschaftlich und wirksam erfolgt. Daher soll die Vorrichtung einfach, selbsttätig und schnell arbeiten, die Beizflüssigkeit dabei aber gründlich wirken.

Damit das Säurebad durch die sich entwickelnden Dämpfe nicht auch die Beizmaschine angreift, sind für ihren Bau und ihre Aufstellung noch besondere Maßnahmen erforderlich. Noch vor wenigen Jahren scheint in unsern Beizereien die einfache Handwinde, die der Arbeiter an einem Träger über die Beiz- und die Spültröge schob, um dann das Beizgut mittels Kurbelns einzutauchen und wieder hochzuziehen, allen Ansprüchen genügt zu haben. Die weitere Ausbildung des Beizverfahrens führte dann einerseits dazu, die Gründlichkeit des Beizens durch eine Bewegung zwischen Säure und Beizgut, wobei das Haftenbleiben störender Blasen am Eisen verhindert wird, zu erhöhen, anderseits dazu, für diese gesteigerten Bewegungsaufgaben auch Maschinenantrieb zu benutzen.

Um den Säureangriff zu verstärken, benutzte man anfänglich ein besonderes Rührwerk, oder man ließ die zu beizenden Gegenstände selbst von einer Kette durch das Bad hindurchziehen. Für das Ein- und Austauchen dagegen benutzte man einen stehenden Dampfzylinder mit einem Balanzier, an dessen freiem Ende die Beizkörbe hingen. Abgesehen von dem Nachteil, daß jede der beiden Bewegungen einen besondern Antrieb und besondere Bedienung erforderte, war die Lebensdauer dieser Einrichtung nur kurz. Ferner nahm die auf Flur stehende Dampfhebemaschine viel Platz ein und hatte einen bedeutenden Dampfverbrauch. Diese Uebelstände der älteren Beizeinrichtungen auszuschalten, ist mit Erfolg bei den nachstehend dargestellten neueren Beizkranen angestrebt worden. Sie sind sämtlich in den letzten 3 Jahren durch die Maschinenfabrik von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden gebaut worden und werden durch die Vereinigung aller Bewegungsvorrichtungen auf dem Krane selbst und durch die Verwendung elektrischer Antriebkraft für die Hauptarbeitsbewegungen gekennzeichnet.

Während der gedrungenere Bau der Anlage, der durch das Zusammenlegen der früher getrennten Einrichtungen erreicht wurde, wohl allgemein als zweckdienlich erkannt worden ist, fürchtete man anfangs, daß die Säuredämpfe dem empfindlichen elektrischen Teil der Anlage gefährlich werden würden. Doch haben sich diese Befürchtungen bei sachgemäßer Ausführung des elektrischen Teiles keineswegs als so schwerwiegend erwiesen, daß man deshalb auf die Vorzüge des elektromotorischen Antriebes zu verzichten brauchte. Natürlich müssen die — übrigens reichlich bemessenen — Motoren und sonstigen elektrischen Geräte völlig eingekapselt sein und die Beizkasten schon mit Rücksicht auf die Arbeiter und die Eisenkonstruktionen der Beizräume abgedeckt werden; auch sind die Säuredämpfe zweckmäßig abzusaugen.

Fig. 1. Beizkran.
Maßstab 1 : 50.

Fig. 1 zeigt den Aufbau eines modernen elektrischen Beizkranes, der im großen und ganzen wie ein normaler Dreimotorenlaufkran ausgebildet ist. Von besonderm Interesse sind daher nur die Windwerke für die Hub- und die Schüttelbewegung, die nebeneinander auf dem Katzenrahmen aufgestellt sind. Beide werden je durch einen Elektromotor *a* bezw. *b* angetrieben, der zunächst auf eine dreigängige Schnecke *c* bezw. *d* arbeitet. Während beim Hubwerk die Kraft weiter durch ein Stirnradvorgelege auf die Drahtseiltrommel *e* und das Beizkorbgehänge *f* übertragen wird, wird das Beizgut — in diesem Falle Bleche — in der Weise ge-

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Hebezeuge) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Fig. 2 bis 4. Beizkran.

Maßstab 1 : 50.

schüttelt, daß die Drehung der Schneckenradwelle durch die Kurbel g und den Lenker h auf eine Scheibe i geleitet wird. Die so entstehende Pendelbewegung dieser Scheibe äußert sich dann in einem ständigen Auf- und Niedergang des Querstückes f, wodurch das Beizgut stets mit neuen Säureteilen in Berührung gebracht wird.

Die Tragfähigkeit des Kranes beträgt 2 t; der Hub- und der Schüttelmotor leisten je 3 PS und erteilen der Last eine Hubgeschwindigkeit von 4 m/min bezw. 25 Auf- und Abbewegungen minutlich von je 70 mm Ausschlag.

Der in Fig. 2 und 3 skizzierte Beizlaufkran, der in der Röhrenbeize der Laurahütte arbeitet, unterscheidet sich in der Einleitung und Durchführung der Schüttelbewegung nicht unwesentlich von dem vorigen. Das Schüttelwerk wird hier vom Hubmotor angetrieben, und zwar wird mittels einer Umschaltkupplung die Motordrehung auf eine Schüttelwelle a übertragen. Durch die beiden an ihr befestigten Kurbeln b, b' und Kurbelstangen c, c' werden die zu beizenden Röhren geschüttelt, die an säurebeständigen Bronzeketten an den Stangenhaken aufgehängt sind. Da die Kurbeln um 180° gegeneinander versetzt sind, werden die Röhren im Bade nicht gleichmäßig auf- und abgeführt, sondern an beiden Enden in senkrechter wie wagerechter Richtung wechselweise bewegt, also ausgiebig geschüttelt. Ein »Kleben« des Materiales erscheint dabei kaum noch möglich, vielmehr dessen vollständiges Abbeizen dadurch gesichert. Der Kran, der ohne irgend einen Reparaturbedarf schon länger als zwei Jahre in Betrieb ist, überragt denn auch — nach Aussage der Werkleitung selbst — in bezug auf Leistungsfähigkeit und auf wirtschaftliches Arbeiten die früheren Beizvorrichtungen ganz wesentlich.

Der Arbeitsvorgang spielt sich hier folgendermaßen ab: Ist das Beizgut mittels der beiden Hubgehänge d, d' in die Beiztröge eingebracht, so werden die Gehänge abgekuppelt und die um die Röhren geschlungenen Ketten mit den am Schüttelwerk befestigten Kurbelstangen verbunden. Der Schüttel- und Beizvorgang wird durch ein Steuerseil vom untenstehenden Führer eingeleitet, s. Fig. 4. Zum Heben und Schütteln dient hier ein gemeinsamer 4,5-pferdiger Elektromotor, der die Last von 4 t mit 3,5 m/min zu heben und die Schüttelwelle etwa 5 mal in einer Minute zu drehen vermag.

Eine gewisse Aehnlichkeit mit den besprochenen Ausführungen zeigt die in Fig. 5 und 6 dargestellte Beizma-

Fig. 7. Beizmaschine.

schine, die sich jedoch in Form eines ortfesten Drehkranes noch dadurch auszeichnet, daß mehrere Beizkörbe im Kreise angeordnet sind. Neben der Raumersparnis erzielt man hier eine größere Leistungsfähigkeit. Denn während der eine Korb beladen wird, können die anderen von dem Kran ohne Störung weiter behandelt werden. Das dreiarmige Auslegergerüst, das oben in einem großen Kugelkranz und seitlich in zwei ausgebüchsten Halslagern ruht, läßt sich leicht mit der Hand schwenken. Zum Heben und Schütteln des Gutes wird ein 15pferdiger Motor verwendet, der einer Last von 5 t eine Hubgeschwindigkeit von 3 m/min oder 12 Schüttelbewegungen in 1 Minute erteilen kann. Der Hub des jederseits 2 m ausladenden Hängegerüstes beträgt 1650 mm, der Schüttelhub 150 mm. Auch diese Anlage, die zum Blechbeizen in Laurahütte in Betrieb ist, hat sich einschließlich des elektrischen Teiles seit fast zwei Jahren in gleicher Weise bewährt.

Fig. 5 und 6. Beizmaschine.
Maßstab 1 : 75.

Der in Fig. 7 wiedergegebene Entwurf einer schwenkbaren Beizmaschine bezweckt eine weitere Erhöhung der Leistungsfähigkeit und Vergrößerung des Arbeitsbereiches dadurch, daß das zum Schwenken dienende Querstück nicht an einer feststehenden Säule, sondern an der Katze eines Laufkranes angeordnet ist. Die Wirkungsweise der einzelnen Bewegungsvorrichtungen dürfte im Anschluß an das Vorhergehende ohne weiteres verständlich sein.

Auch die Entwicklung der nachstehend betrachteten Kranbauarten ist auf die neuzeitliche Ausbreitung und Ausnutzung eines besondern gewerblichen Verfahrens zurückzuführen, nämlich auf die künstliche Erzeugung von Eis, dessen schon massenhafte Verwendung für die verschiedensten Zwecke von Industrie und Gewerbe, für Haushalt, Krankenpflege u. a. es erfordert, daß auch die bei seiner Herstellung benutzten Hebe- und Fördermittel heutigen Ansprüchen an Wirtschaftlichkeit und Leistungsfähigkeit genügen. In Betracht kommt hierbei nur die Herstellung auf dem physikalisch-technischen Wege, wobei eine durch künstliche Verdunstung abgekühlte Salzlösung Wasser in eingetauchten Gefäßen zum Gefrieren bringt. Die hierbei verwendeten Hebemaschinen erteilen dabei den Wasserbehältern die zum Eintauchen und Herausziehen, zum Füllen und Entleeren erforderlichen Bewegungen. Aus der üblichen rechteckigen Grundform des Kühlbades und der parallelen Anordnung der Zellen ergibt sich die Laufkranform der Hebevorrichtung als die Regel. Mit den vorbeschriebenen Beizkranen haben diese Eisgeneratorkrane, oft kurz auch nur Eiskrane genannt, noch die Aehnlichkeit, daß die wagerechten Lastbewegungen bei ihnen gegenüber den senkrechten in den Hintergrund treten und daß daher die meist nur kurzen Förderwege über das Gefrierbad hinweg in der Mehrzahl der Fälle noch ohne besondern Motor, ja oft durch bloßen Antrieb des Kranes mit der Hand zurückgelegt werden können. Dem kommt weiterhin zustatten, daß eine Querbeweglichkeit der Last, d. h. ein Verfahren der Katze, von verschwindenden Ausnahmen abgesehen, überhaupt nicht erforderlich ist, weil das Ablegen der Eisblöcke und das Wiederfüllen der Gefrierzellen mit Wasser an den Stirnseiten des Eiserzeugers vorgenommen wird, die Katze also nur in der Längsrichtung zu fahren braucht. Für das Heben und Senken der oft recht schweren Zellenbatterien dagegen hat sich auch hier der elektrische Antrieb als kaum noch entbehrlich bewährt. So kommt es, daß auf diesem Sondergebiet der elektrische Einmotorkran, der seine Rolle für allgemeine Förderzwecke wegen seines langsamen und unwirtschaftlichen Arbeitens ausgespielt hat, immer noch einen wesentlichen Platz einnimmt. Selbst wo er die Last über längere Wege schnell verfahren soll, arbeitet er ohne wirtschaftliche Einbuße, da man mit dem Kranfahren immer erst dann beginnen kann, wenn das Herausheben der langen Gefrierzellen, d. i. nahezu der vollständige Hub, beendet ist. Für schwache Betriebe, für kleine Eiserzeuger mit geringer und langsamer Eisförderung, kommt natürlich auch hier ein möglichst einfacher Kran mit ausschließlichem Handbetrieb in Betracht, während in älteren Betrieben auch für größere Leistungen der Transmissionskran noch häufig anzutreffen ist; seit einem Jahrzehnt etwa hat sich dann auch bei den Eisgeneratorkranen der Antrieb durch Elektromotoren mehr und mehr eingebürgert. Bei allen Arten leitet man infolge der schlechten Begehbarkeit des fast ganz von dem Kühlbehälter eingenommenen Bodenraumes die Kranbewegungen von der Seite her ein, und zwar in der Regel von einem Steg aus, der sich längs des Behälters hinzieht und somit

Fig. 8 und 9. Eisgeneratorkran für Handbetrieb.

dem Arbeiter die Möglichkeit gibt, an der Kranbrücke befestigte Handhebel oder Kurbeln unmittelbar und ebenso bequem zu betätigen wie herabhängende Haspelketten (vergl. hierzu das Bild aus dem Betriebe, Fig. 13).

Fig. 8 bis 12 geben zunächst Beispiele einiger viel gebrauchter Bauarten von Kranen mit Hand- und Seilantrieb für Eiserzeuger wieder. Das Querstück *a* zum Erfassen der Zellenreihen wird durch Gallsche Ketten *b*, *b'* getragen, deren freie Enden gewöhnlich in mehrfachen, durch Gewicht belasteten Schleifen aufgehängt sind, damit sie nicht zu weit herabhängen und dadurch stören; außerdem sind sie durch Umleitrollen *c*, *c'* soweit abgelenkt, daß die Spanngewichte *d*, *d'* nicht mit den Zellenrahmen zusammenstoßen können. Zum Lastheben und Verfahren des Kranes dienen in Fig. 8 und 9 von Hand zu betätigende Haspelketten *e* und *f*; zum Ablassen der Last ist außerdem eine feinfühlige Lüftungsbremse *g* vorhanden. Es hat sich gezeigt, daß ein solcher einfacher Kran mit seinem günstigen Wirkungsgrad alle Ansprüche an die Leistungsfähigkeit erfüllt, die man an ihn billigerweise stellen kann. Er arbeitet z. B. besser als die bisweilen nach Fig. 10 gebauten Handkrane mit wagerechten Antriebkurbeln und Schneckenübersetzung auf das Hubwerk, wobei der Bedienungsmann nur kürzere Zeit drehen und die Last nur langsamer bewegen kann.

Fig. 10.
Eisgeneratorkran für Handkurbelbetrieb.

Das Wesen der Eiskrane mit Transmissionsantrieb lassen Fig. 11 und 12 erkennen, die einen dreireihigen Ganztransmissionskran darstellen. Ganztransmissionskran wird er im Gegensatz zu Halbtransmissionskranen deshalb genannt, weil bei ihm nicht nur die Hub-, sondern auch die Fahrbewegung maschinell hervorgerufen wird; dreireihig heißt er, weil er mit seinem Tragbalken drei nebeneinander gelegene Zellenreihen gleichzeitig bedienen kann. Diese letztere Unterscheidung macht man auch bei den andern Bauarten; so stellt die Figur 8 einen einreihigen mit der Hand betriebenen, Fig. 13 einen dreireihigen elektrischen Eiskran dar.

Bei der gleichen Aufhängung der Last, wie sie die Handkrane zeigten, werden die Arbeitsbewegungen von der Transmission allgemein in der bekannten und aus Fig. 11 und 12 ersichtlichen Weise aufgenommen, daß ein längs der Gebäudewand ständig umlaufendes Seil *e* durch je ein Reibrad-Wendegetriebe *f* und *f'* und zugehörige Schnecken- und Stirnradübersetzung *g* und *g'* die Hubwerk- oder die Fahrwerkwelle, *h* oder *h'*, dreht. Die Reibräder werden von einem seitlichen Bedienungsgang aus durch Handhebel *i* und Gestänge *k* ein- und ausgerückt. Für die Hub- und auch für die Fahrbewegung sind selbsttätige Ausschaltungen *l* und *m* vorhanden, die das zugehörige Steuergestänge rechtzeitig vor dem Ueberschreiten der senkrechten und der wagerechten Endstellung der Last in die Mittelstellung zurückschieben.

Die Gründe, die anderwärts dem elektrischen Antrieb von Hebemaschinen allgemein Eingang verschafft haben, konnten zum Teil auch bei der Ausbildung der neueren Eiskrane von Einfluß sein. Zwar spielt für die Abwicklung der Fördervorgänge bei der Eiserzeugung die mit dem elektrischen Antrieb erreichbare Unabhängigkeit der Einzelbewegungen, die Möglichkeit einer gleichzeitigen Vornahme mehrerer derselben und dergl. nicht die Rolle wie anderswo, z. B. bei Stahlwerkkranen mit vielartigen, schnellen und gleichzeitigen Bewegungen; doch wird auch bei ihnen vor allem die größere Wirtschaftlichkeit des leicht abstellbaren Elektromotors im Vergleich zu einer stets bewegten und

Fig. 11 und 12.
Dreireihiger Eisgeneratorkran mit Transmissionsantrieb.

Fig. 16 bis 19.
Eisgeneratorkran mit elektrischem Mehrmotoren-Betrieb.
Maßstab 1 : 50.

weitläufigen Transmission sowie der ruhigere und übersichtlichere Betrieb nicht minder hoch einzuschätzen sein.

Die elektrischen Eiskrane haben sich denn auch, seit etwa einem Jahrzehnt, in zunehmendem Maße eingeführt und dürften, von den ganz leichten Handkranen für untergeordnetere Zwecke natürlich abgesehen, in absehbarer Zeit die ausschließlich verwendete Bauart bilden.

Entsprechend dem Entwicklungsgange der elektrischen Krane im allgemeinen wurde auch bei den älteren Eiskranen ein Riemen- oder Seiltrieb zwischen Motor und Räderwerk eingeschaltet, wie Fig. 13, einer der ersten elektrischen Eiskrane, für den Leipziger Kristallpalast, erkennen läßt. Diese Uebertragungsart hat indes bald der heute im Kranbau allgemein gebräuchlichen unmittelbaren (elastischen) Kupplung Platz gemacht. Als eine weitere Vervollkommnung stellt sich bei den neueren Einmotor-Eiskranen die Auskleidung der Reibräder an Stelle des früher gebrauchten Leders, der Pappe oder dergl. mit Vulkanfiber dar, die sich auch für diese Zwecke als sehr widerstandsfähig und günstig in bezug auf die Reibungsverhältnisse erwiesen hat. Das ist aber hier, wo der mit der Hand und oft noch bei beträchtlichen Zapfen- und Gestängereibungen auszuübende Anpressungsdruck nur gering sein kann, besonders erwünscht. Aus dem gleichen Grunde ist bei diesen verhältnismäßig einfachen Kranen, bei denen durch die Weitläufigkeit der Steuerung ein guter Teil der verfügbaren Kraft verloren geht, besonders auch noch darauf zu achten, daß wenigstens weitere Verluste durch Abkröpfungen von Hebeln und Gestängen, durch unvollkommene Lagerung oder Führung und toten Gang sorgfältig vermieden werden. Da sich solche Mängel durch den häufigen Gebrauch des Kranes natürlich dauernd vergrößern, so kann die schädliche Folge davon erfahrungsgemäß leicht gerade zu der Hauptbetriebszeit eintreten und dann natürlich doppelt empfindlich sein.

Fig. 13. Eiskran im Leipziger Kristallpalast.

Fig. 14 und 15.
Einmotor-Eisgeneratorkran mit elektrischem Betrieb.

Fig. 14 und 15 zeigen einen modernen Einmotor-Eiskran, dessen Wirkungsweise, auch hinsichtlich der selbsttätigen Endausschaltungen, nach dem bisher Gesagten wohl ohne weiteres verständlich ist.

Zum Schluß sei noch die neueste Ausführung eines Eisgenerator-Laufkranes nach der Mehrmotorenbauart behandelt, die, wie auch die vorigen, von Zobel, Neubert & Co. gebaut und an die Eiswerke Geestemünde geliefert worden ist. In ihrem ganzen Aufbau entspricht diese Ausführung, Fig. 16 bis 19, begreiflicherweise mehr als die vorerwähnten Hand- und Transmissionskrane den im Großhebezeugbau heute allgemein üblichen Konstruktionen. Während bei den Einmotorkranen ein gewöhnlicher Flachrahmenanlasser für Anlauf mit halber Belastung genügte, sind hier umkehrbare Anlasser a, a' verwandt, deren Steuerwalzen durch Seilschnüre von dem unteren Bedienungsgang aus zu betätigen sind. Der Hubmotor b treibt durch eine Schnecken- und Stirnradübersetzung und eine Zwischenwelle c die Hebewerkwelle d in der Mitte an, wodurch ein vollständig gleichmäßiger Antrieb der Kettennüsse e, e' erzielt wird. Die Gallschen Ketten selbst, die auch bei Schwankungen mittels besonderer Führungshülsen e_1 ganz sicher auf die Kettenräder geleitet werden, sind wegen des verhältnismäßig großen Hubes hier nicht mit den eigen-

artigen Spanngewichten, sondern mit der gewöhnlichen Aufreihung an Bolzenhaltern *f, f'* ausgestattet. In ähnlicher Weise wie beim Hubwerk treibt auch beim Fahrwerk der Motor *g* die beiderseitigen Laufräder einzeln durch eine gemeinschaftliche Vorgelegewelle *h* an. Die selbsttätigen Hub- und Fahrbegrenzungen werden nicht auf mechanischem Wege, sondern durch elektrische Endausschalter *i* und *i'* besorgt, und zwar beim Fahrwerk wieder durch entsprechende Anschläge an der Laufbahn, beim Hubwerk dagegen durch Spindel und Wandermutter *k*.

Die Arbeitsgeschwindigkeiten des mit Motoren von 6,2 und 4,7 PS ausgerüsteten Kranes für 6 t Tragkraft und 9,3 m Spannweite betragen für das Heben 1,26 m/min und für das Fahren 19,6 m/min.

Zusammenfassung.

Es werden die Aufgaben der Beizmaschinen im allgemeinen festgestellt, ältere Lösungen erwähnt und neuere, kranmäßige Bauarten an der Hand verschiedenartiger Ausführungen besprochen. Im weiteren werden die für die industrielle Herstellung von Eis in Betracht kommenden fördertechnischen Gesichtspunkte erörtert und dafür geeignete Hülfsmittel, die Eisgeneratorkrane, für Hand-, Transmissions- und Elektromotorantrieb behandelt.

Die Wahl einer Betriebskraft.[1]

Von **Friedrich Barth,** Oberingenieur an der Bayerischen Landesgewerbeanstalt in Nürnberg.

(Fortsetzung von S. 1615)

Kraftbetriebe mit Abwärmeverwertung.

Während bei ausschließlicher Krafterzeugung die Verbrennungsmaschine im allgemeinen wirtschaftlicher arbeitet als die Dampfmaschine, stellt sich für Betriebe, die außer Kraft auch Wärme zu Heiz- und Fabrikationszwecken nötig haben, die Dampfkraftmaschine für gewöhnlich als die einfachste und wirtschaftlichste Betriebkraft dar. Denn bei gleichzeitigem Bedarf von Kraft und Wärme kommen nicht mehr die Kosten der PS_e-Stunde in Betracht, sondern die insgesamt für Kraft- und Wärmeerzeugung aufzuwendenden Kosten. Hierbei ist die Dampfanlage, ganz abgesehen von ihren geringeren Anschaffungskosten, grundsätzlich im Vorteil, insofern für sie jeder Brennstoff verwendbar ist. Man kann hier jeweils den im Wärmepreis ortsbilligsten Brennstoff auswählen, was bei Verbrennungsmaschinen bekanntlich nicht möglich ist. Dabei hat die Dampfanlage noch den Vorzug, daß sich die Anforderungen hinsichtlich des Wärmebedarfes ganz unabhängig vom Betriebe der Kraftmaschine befriedigen lassen. Beispielsweise kann man der Dampfkraftmaschine, im Gegensatz zur Verbrennungsmaschine, durch Zwischendampfentnahme in weiten Grenzen unabhängig von der Belastung Wärme entziehen. Ist eine Dampfkraftmaschine außer Betrieb, so kann man die Wärme unmittelbar aus dem Kessel entnehmen. Bei Verbrennungsmaschinen hingegen läßt sich eine unmittelbare Wärmeentnahme (in Form von Heizgas) nur dort vorsehen, wo eine eigene Gaserzeugeranlage vorhanden ist.

Wenn es sich einrichten läßt, wird man allerdings auch in Fällen, in denen Kraft- und Wärmebedarf zeitlich nicht zusammenfallen, die unmittelbare Wärmeentnahme aus dem Dampfkessel oder dem Gaserzeuger zu vermeiden suchen, sei es, indem man die Abhitze in Wärmespeicher überführt, oder indem man elektrische oder Druckwasser-Akkumulatoren anwendet. Denn die Maschine, die nur einen geringen Teil der Wärme zur Arbeitsleistung verbraucht und den weitaus größeren Teil wieder abgibt, spielt, gleichgültig ob es sich um eine Dampf- oder eine Verbrennungsmaschine handelt, gewissermaßen nur die Rolle eines arbeitverrichtenden Drosselorganes.

Der Umstand, daß bei Dampfmaschinen die Brennstoffwärme zur Krafterzeugung schlechter ausgenutzt wird als bei Verbrennungsmaschinen, hat zur Folge, daß bei Dampfmaschinen weit mehr Abwärme zur Verfügung steht als bei Verbrennungsmaschinen. Ein ungefähres Bild von der Menge der verfügbaren Abwärme bekommt man, wenn man von den Wärmeverbrauchzahlen der einzelnen Kraftmaschinen den einer PS-Stunde entsprechenden Wärmewert, d. s. 632,3 WE, abzieht. Man erkennt alsdann, daß die verfügbare Abwärme bei der Dampfmaschine weitaus am größten, bei der Dieselmaschine hingegen am kleinsten ist. Dazu kommt noch, daß sich bei Dampfmaschinen die Abwärme bequemer und billiger ausnutzen läßt als bei Verbrennungsmaschinen; bei Dampfmaschinen steht nämlich die Abwärme in der äußerst bequemen Form von Dampf zur Verfügung, bei letzteren hingegen teils in Form von erwärmtem Kühlwasser, teils in Form von heißen, verunreinigten Auspuffgasen.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Das Kühlwasser verläßt bei größeren Verbrennungsmaschinen den Zylinder mit Temperaturen von etwa 40° C, bei kleineren mit etwa 50° C. Wasser von so niedriger Temperatur ist nur selten verwendbar. Insbesondere bei Dieselmotoren, bei denen Vorzündungen nicht zu befürchten sind, kann man mit der Ablauftemperatur wesentlich höher gehen. Man läßt das Kühlwasser kleinerer Dieselmotoren schon mit Rücksicht auf möglichst geringen Wasserverbrauch mit Temperaturen von 70 bis 80° C ablaufen, vorausgesetzt, daß das Wasser nicht reich an Kesselsteinbildnern ist. Wasser von dieser hohen Temperatur läßt sich bereits für verschiedene gewerbliche Zwecke ausnutzen. Bei größeren Dieselmotoren geht man allerdings mit der Ablauftemperatur auch nicht über 40 bis 50° C, um Wärmeverzerrungen der Zylinder zu vermeiden. Wo das Kühlwasser in die städtische Kanalisation abfließt, darf man unter Umständen nicht über 35° C gehen. Da das Kühlwasser in den Kühlräumen nicht verunreinigt wird — der Motor bildet ja gewissermaßen nichts andres als einen Ofen, der das Wasser erhitzt —, so kann man das Wasser unmittelbar zu Gebrauchs- und Fabrikationszwecken verwenden, vorausgesetzt, daß keine höheren Temperaturen erforderlich sind.

Die Auspuffgase verlassen den Motor bei voller Belastung mit Temperaturen von 400 bis 600° C. Je vollkommener sich der Verbrennungsvorgang im Arbeitszylinder abspielt, desto niedriger ist die Expansions-Endspannung und desto niedriger mithin auch die Temperatur der Auspuffgase. Damit hängt es zusammen, daß die Auspuffgase von Dieselmaschinen eine wesentlich niedrigere Temperatur als die von Gasmaschinen haben. Die Auspuffgase werden am besten für Heißwasser- oder Dampferzeugung ausgenutzt[1]. Hierbei tritt an die Stelle des gewöhnlichen Auspufftopfes ein sogenannter Abwärmeverwerter, d. i. ein von Wasser durchflossenes, gußeisernes oder schmiedeisernes Röhrenbüschel oder eine Art Heizröhren-Dampfkessel, worin die Aufpuffgase bei genügend großer Heizfläche bis auf Temperaturen von 150° C und weniger herabgekühlt werden können, ohne daß hierbei der Auspuffwiderstand der Motors wesentlich erhöht wird. Der Abwärmeverwerter erfordert verhältnismäßig wenig Platz und hat als angenehme Eigenschaft eine stark schalldämpfende Wirkung, was in erster Linie mit der durch die Abkühlung verursachten Volumenverminderung der Abgase zusammenhängt.

Den auf solche Weise erzeugten Dampf oder das Warm-

[1] Die Ausnutzung der Auspuffgase zur unmittelbaren Lufterwärmung wäre zwar an sich billig, kommt jedoch höchstens für Trockenzwecke u. dergl. in Betracht, wo eine Feuersgefahr nicht zu befürchten ist. Zur Heizung bewohnter Räume hingegen empfiehlt sich diese Art der Abgasverwertung nicht, weil die Temperatur der als Heizkörper dienenden Auspuffrohre vom gesundheitlichen Standpunkt aus unzulässig hoch ist.

wasser kann man zu Heizzwecken ausnutzen, insbesondere den Dampf auch zur Herstellung destillierten Wassers für chemische Zwecke oder zum Füllen von Akkumulatorenbatterien verwenden. Hierbei wird zweckmäßig das den Motor verlassende Kühlwasser weiter erwärmt. Verläßt das Kühlwasser den Motor mit 50° C, so ist man in der Lage, es auf 70 bis 75° C zu erhitzen. Soll nur ein Teil des Ablaufwassers verwendet werden, so lassen sich auch höhere Temperaturen erreichen. Wo der Abwärmeverwerter als Vorwärmer ausgebildet wird, in welchem das Wasser unter Kesseldruck steht, kann man Wassertemperaturen über 100°C erreichen. Je höhere Wassertemperaturen allerdings zu erzeugen sind, desto weniger tief lassen sich bei einer bestimmten Heizfläche des Verwerters die Auspuffgase herunterkühlen, mit Rücksicht auf das abnehmende Temperaturgefälle zwischen den Gasen und dem Wasser.

Die Zahlentafeln 3 und 4 enthalten Wärmebilanzen für zwei Dampf- und zwei Verbrennungsmaschinen, wobei jeweils eine mittlere Maschinengröße von 200 PS_e zugrunde gelegt worden ist. Die einzelnen Zahlen sind unter der Voraussetzung angenommen, daß sich die Maschinenanlagen in tadellosem Zustande befinden und daß sie sachgemäß und aufmerksam bedient werden. Treffen diese Voraussetzungen nicht zu, werden vielmehr die Maschinen freiwillig oder unfreiwillig mit schlechtem Wirkungsgrade betrieben, so wächst deren Wärmeverbrauch, und es ergibt sich eine entsprechend größere Abwärmemenge. Kann diese nutzbringend verwandt werden, so spielt der erhöhte Brennstoffverbrauch keine Rolle. Nur bei Dampfkraftanlagen ist ein durch schlechte Feuerbedienung entstehender größerer Kesselverlust nicht mehr zurückzugewinnen.

Bei Verbrennungsmaschinen ist nach dem oben Ausgeführten der Wärmeverbrauch für die PS_e-Stunde von der Maschinengröße nur wenig abhängig. Bei Dampfmaschinen hingegen, wenigstens bei ortfesten, wächst der Wärmeverbrauch von etwa 200 PS abwärts meist verhältnismäßig stark, weshalb hier kleinere Leistungseinheiten entsprechend größere Abwärmemengen für die PS_e-Stunde ergeben; vergl. Fig. 1 und 12.

Fig. 12.

Wärmebilanz verschiedener Wärmekraftmaschinen.

Aus den Zahlentafeln 3 und 4 ergibt sich, daß bei Kondensations-Dampfmaschinen der angenommenen Größe etwa 3000 WE, bei Auspuffmaschinen etwa 4500 WE/PS_e-st aus dem Abdampf gewonnen werden können. Demgegenüber lassen sich bei Verbrennungsmaschinen nur etwa 300 bis 500 WE/PS_e-st, d. i. etwa der zehnte Teil, aus den Abgasen nutzbar machen. Berücksichtigt man jedoch bei Verbrennungsmaschinen noch die Kühlwasserwärme, so bleibt die höchstens erreichbare Brennstoffausnutzung für Kraft- und Wärmeerzeugung zusammengenommen nicht hinter der bei Dampfmaschinen zurück. Bei voller Verwertung der an das Kühlwasser abgegebenen Wärme beträgt die gesamte Wärmeausnutzung bei der Gasmaschine 84 vH und bei der Diesel-Maschine 78,5 vH, gegenüber 72,6 vH bei der Auspuffdampfmaschine und 71,6 vH bei der Kondensationsmaschine.

Nun läßt sich allerdings in der Praxis meist nur ein Teil der vom Kühlwasser aufgenommenen Wärme ausnutzen. Nimmt man gemäß Zahlentafel 4 an, daß bei Gasmaschinen rd. 800 WE/PS_e-st ins Kühlwasser übergehen, so ergibt sich der Verbrauch an Kühlwasser bei 10° C Zufluß- und 50° C Abflußtemperatur zu 20 ltr/PS_e-st. Beträgt die aus den Abgasen verwertbare Wärme rd. 500 WE, so ergeben sich bei Weitererwärmung des Kühlwassers die aus Zahlentafel 5 ersichtlichen Verhältnisse.

Bei Dieselmotoren, bei denen nach dem oben Gesagten eine höhere Kühlwasser-Ablauftemperatur als 50° C zugelassen werden kann, läßt sich ein entsprechend größerer Teil

Zahlentafel 3.
Wärmebilanz einer Dampfkraftanlage von rd. 200 PS_e.

Von der zugeführten Wärme entfallen auf:	Heißdampf-Auspuffmaschine WE	vH	Heißdampf-Kondensationsmaschine WE	vH
Verluste in Kesselanlage und Leitung	1750	25	1250	25
in Nutzarbeit umgesetzte Wärme	632	9	632	12,6
Maschinenverluste durch Reibung, Strahlung und Leitung	168	2,4	168	3,4
Wärmeinhalt des Abdampfes	4450	63,6	2950	59
Wärmeverbrauch für 1 PS_e-st	7000	100	5000	100

Zahlentafel 4.
Wärmebilanz einer Verbrennungsmaschinenanlage von rd. 200 PS_e.

Von der zugeführten Wärme entfallen auf:	Gasmaschine WE	vH	Dieselmaschine WE	vH
in Nutzarbeit umgesetzte Wärme	632	27,5	632	34,2
Verluste durch Reibung und Strahlung (einschl. Luftpumpenarbeit)	160	7,0	200	10,8
ins Kühlwasser übergeführte Wärme	800	34,8	500	27
aus den Abgasen verwertbare Wärme[1]	500	21,7	320	17,3
verlorene Abgaswärme (in und hinter Verwerter)	208	9,0	198	10,7
Wärmeverbrauch für 1 PS_e-st	2300	100	1850	100

[1]) Hierbei ist angenommen, daß die Temperatur der Abgase hinter dem Verwerter unter Berücksichtigung der in ihm stattfindenden Wärmeverluste noch rd. 150° C beträgt.

Zahlentafel 5.
Wärmeausnutzung bei Gasmaschinen.

	Weitererwärmung des Kühlwassers von 50° C auf					
	Wasser von				Dampf von 12 at	
	75°	100°	125°	150°	gesätt.	300°
von dem abfließenden Kühlwasser lassen sich verwenden . . . . . ltr	20	10	6,7	5	0,81	0,74
desgl. in . . . . . vH	100	50	33	25	4	3,7
Gesamtwärmeausnutzung[1]) »	84	67	61	58	51	50

[1]) Hierbei wurde nicht weiter berücksichtigt, daß sich die Auspuffgase gewöhnlich um so weniger weit herunterkühlen lassen, je höher die gewünschte Wassertemperatur ist.

der Kühlwasserwärme ausnutzen. Nimmt man auf Grund von Zahlentafel 4 an, daß bei Dieselmotoren 500 WE ins Kühlwasser übergehen und daß 320 WE aus den Abgasen gewonnen werden können, so würde sich bei 10° Zufluß- und 70° Abflußtemperatur ein Kühlwasserbedarf von 8,3 ltr/PS_est ergeben. Diese Wassermenge läßt sich durch die Abgase bis auf 108° C erwärmen, was einer Gesamtwärmeausnutzung von 78,5 vH entspricht.

Läuft hingegen das Kühlwasser, wie z. B. bei größeren Gasmaschinen oder bei Ableitung in die städtische Kanalisation, mit weniger als 50° ab, und ist noch dazu die Zulauftemperatur höher als 10°, so braucht man entsprechend mehr Kühlwasser und kann infolgedessen einen geringeren Teil von dessen Wärme zur Heißwasser- bezw. Dampferzeugung nutzbar machen. Die erreichbare Wärmeausnutzung ist alsdann geringer, als in Zahlentafel 5 angegeben.

Wird bei großer Härte des Kühlwassers eine Rückkühlanlage aufgestellt, um dasselbe Wasser wieder verwenden zu können, so muß auf die Ausnutzung der Kühlwasserwärme unter Umständen überhaupt verzichtet werden. Die Gesamtwärmeausnutzung würde in diesem Fall auf rd. 49 vH heruntergehen.

Nach Zahlentafel 5 kann man bei Verbrennungsmaschinen durch gleichzeitige Ausnutzung der Abgas- und Kühlwasserwärme zum Zwecke der Heißwassererzeugung Gesamtwirkungsgrade von etwa 58 bis 84 vH, zum Zwecke der Dampferzeugung hingegen nur solche von etwa 50 vH erreichen. Diese Ausnutzungsziffern sind jedoch praktisch nur dort möglich, wo das Wasser zu Gebrauchs- oder Fabrikationszwecken oder zum Speisen von Hochdruckdampfkesseln verwandt werden kann, nicht aber dort, wo es ausschließlich zu Heizzwecken dienen soll. Denn bei dieser Verwendungsart ist man gewöhnlich nicht in der Lage, das Wasser bis auf die Zulauftemperatur zum Motor abzukühlen. Dieser Fall wäre nur dann möglich, wenn das aus der Heizung abfließende Wasser immer wieder dem Motor zugeführt werden würde. Tritt z. B. das Wasser mit 40° aus dem letzten Heizkörper aus — eine weitergehende Abkühlung würde zu große Heizflächen erfordern — und erwärmt es sich beim Durchfließen der Kühlräume des Motors auf 70°, so kann es durch die Auspuffgase bis auf etwa 89° weiter erwärmt werden. Bei einer derartigen Arbeitsweise ließe sich jedoch nur dann ein dauernder Gleichgewichtszustand aufrecht erhalten, wenn das Kraft- und Heizbedürfnis unverändert dasselbe bliebe, was in Wirklichkeit nie zutrifft. Insbesondere bei Niederdruckdampfheizungen, wo das Kondensat unmittelbar wieder in den Kessel zurückfließt, muß an sich auf die Ausnutzung der Kühlwasserwärme verzichtet werden.

Man kommt infolgedessen bei Verbrennungsmaschinen mit der Gesamtwärmeausnutzung gewöhnlich nicht über 50 bis 60 vH hinaus. Demgegenüber kann man bei Dampfanlagen unter Umständen bis zu 80 vH der Brennstoffwärme nutzbar machen, d. h. es lassen sich hier bei vollständiger Verwertung des Abdampfes die Verluste im wesentlichen auf die in der Kesselanlage beschränken.

In den Zahlentafeln 3 bis 5 ist volle Belastung der Maschinen vorausgesetzt. Bei nur teilweiser Belastung ist der Brennstoffverbrauch für 1 PS_e-st größer, weshalb in diesem Falle verhältnismäßig mehr Abwärme gewonnen werden kann. Im ganzen genommen ist jedoch die Abwärmemenge kleiner; sie sinkt etwa proportional der indizierten Leistung. Nur bei Gasmaschinen mit Regelung des Gasgemisches ist bei schlechter Einstellung die Temperatur der Abgase bei geringer Belastung und Leerlauf infolge schleichender Verbrennung leicht größer als bei vollbelasteter Maschine, so daß hier die in den Auspuffgasen enthaltene Wärmemenge bei Teilbelastung und im Leerlauf im ganzen genommen annähernd ebenso groß sein kann wie bei vollbelasteter Maschine.

Bei Verbrennungsmaschinen mit Gaserzeugeranlage ist der Wärmeverbrauch um den Betrag der Erzeugerverluste größer, ohne daß jedoch mehr Abwärme zur Verfügung steht. Die gesamte Wärmeausnutzung ist deshalb hier entsprechend schlechter. Sie würde in dem Beispiel der Zahlentafel 4 bei voller Verwertung der Kühlwasserwärme auf etwa 64 vH, ohne Verwertung der Kühlwasserwärme auf etwa 38 vH heruntergehen.

Wenn es sich allerdings darum handeln würde, die Gaserzeugerverluste zu verringern, so wäre dies, rein technisch betrachtet, ohne weiteres möglich. Die Verluste bestehen vorwiegend in der Wärmeausstrahlung des Erzeugers und in der nutzlosen Abkühlung des erzeugten Gases im Naßreiniger. Der Strahlungsverlust läßt sich fast gänzlich vermeiden, wenn man den Erzeuger mit einem Wassermantel umgibt und das darin erwärmte Wasser anderweitig ausnutzt. Auch die im Gas enthaltene Wärme läßt sich zum Erzeugen warmen Wassers nutzbar machen. Man könnte so den Wirkungsgrad der Erzeugeranlage im äußersten Falle bis auf etwa 95 vH hinaufbringen. Der Rest entfiele alsdann auf den Rostverlust und die beim Beschicken und Stochern entstehenden Wärmeverluste.

Für gewöhnlich kann man annehmen, daß sich bei normal belasteten Gasmaschinen etwa 500 WE aus den Abgasen gewinnen lassen. Um keine zu große Heizfläche für den Abgasverwerter zu bekommen, wird man sich unter Umständen mit 300 bis 400 WE/PS_e-st begnügen. Bei Dieselmaschinen kommt man bei normaler Belastung gewöhnlich nicht über etwa 300 WE hinaus, es sei denn, daß man die Auspuffgase durch Anordnung entsprechend großer Heizflächen tiefer als 150°C abkühlt. Letzteres ist aber aus zwei Gründen nicht zu empfehlen: erstens wegen der höheren Anschaffungskosten des Verwerters und zweitens mit Rücksicht darauf, daß bei zu weit gehender Abkühlung der Gase durch ihren Schwefelgehalt bedingte chemische Angriffe eintreten, die eine raschere Zerstörung des Abgasverwerters zur Folge haben, insbesondere wenn er aus Schmiedeisen besteht.

Die Zahlentafeln 6 und 7 geben eine Vorstellung von den jährlichen Brennstoffersparnissen, die sich bei einer 200- und einer 2000 pferdigen Gasmaschine durch Aufstellung eines Abwärmeverwerters erreichen lassen. Die Zahlentafeln sind unter Zugrundelegung von zwei verschiedenen Brennstoffpreisen und Betriebstundenzahlen unter der Voraussetzung durchgerechnet, daß nur die in den Auspuffgasen enthaltene Wärme ausgenutzt wird. Und zwar wurde für 1 PS_e-st eine ausnutzbare Wärmemenge von 400 WE angenommen. Die Anschaffungskosten der Verwerter samt Zubehör wurden zu rd. 2000 bezw. 7000 *M* und die Belastung der Maschinen zu jeweils $^3/_4$ ihrer Normalleistung angenommen.

Wenn als ausnutzbare Abwärme nur der Betrag von 400 WE eingesetzt worden ist, so ist das verhältnismäßig wenig in Anbetracht dessen, daß die Maschinen nicht voll belastet sind. In Wirklichkeit läßt sich deshalb noch mehr ersparen, als in Zahlentafel 6 und 7 angegeben ist, zumal selbst bei Großgasmaschinen der Wärmeverbrauch bei Vollbelastung gewöhnlich rd. 2500 WE/PS_est beträgt, so daß sich entsprechend mehr Abwärme als in Zahlentafel 4 ergibt.

Die Betriebskosten der Abgasverwerter bestehen nur in deren Verzinsung, Abschreibung und Instandhaltung, da so gut wie keine Bedienung erforderlich ist. Auch Verzinsung, Abschreibung und Instandhaltung brauchen unter Umständen nicht gerechnet zu werden, nämlich dann, wenn durch Aufstellung eines Abgasverwerters die Kosten für eine besondere Wärmeerzeugungsanlage gespart werden können.

Aus den Zahlentafeln 6 und 7 ergibt sich, daß die durch Aufstellung eines Abhitzeverwerters erreichbaren Ersparnisse je nach Maschinengröße, Betriebsdauer und je nach den Brennstoffpreisen unter Umständen schon weit vor Ablauf eines Jahres die Anschaffungskosten des Verwerters wieder einbringen. Bezieht man die Ersparnisse auf die gesamten jährlichen Betriebskosten der Kraftanlage, so würde die durch Verwertung der Abhitze erreichbare Ersparnis bei der 200 pferdigen Maschine etwa $^1/_3$ bis $5^1/_2$ vH, bei der 2000 pferdigen Maschine etwa 3 bis $8^1/_2$ vH von den gesamten Kraftkosten ausmachen. Hierbei beziehen sich die kleineren Zahlen auf Tagesbetrieb und niedrigeren Brennstoffpreis, die höheren auf Dauerbetrieb und hohen Brennstoffpreis.

Daraus folgt, daß es bei kleinen Leistungseinheiten im allgemeinen nicht zweckmäßig erscheint, die Abwärme von Verbrennungsmaschinen auszunutzen, weil im Vergleich zu Dampfmaschinen immerhin nur wenig Abwärme zur Verfügung steht, weil fernerhin die Heizkörper zur Ausnutzung

Zahlentafel 6.
Abgasverwertung bei einer Gasmaschine von 200 PS_e, $^3/_4$-Belastung.

Wert von 10000 WE in Form von Heißwasser oder Dampf . . .	2,5 ₰		5 ₰	
jährliche Betriebsdauer . . . . . st	3000	8760	3000	8760
Wert der Abwärme . . . . . . ℳ	450	1314	900	2628
20 vH Abschreibung, Verzinsung und Instandhaltung . . . . . . »	400	400	400	400
jährliche Ersparnis durch Abwärmeverwertung . . . . »	50	914	500	2228

Zahlentafel 7.
Abgasverwertung bei einer Gasmaschine von 2000 PS_e, $^3/_4$-Belastung.

Wert von 10000 WE in Form von Heißwasser oder Dampf . . .	2,5 ₰		5 ₰	
jährliche Betriebsdauer . . . . st	3000	8760	3000	8760
Wert der Abwärme . . . . . . ℳ	4500	13 140	9000	26 280
20 vH Abschreibung, Verzinsung und Instandhaltung . . . . . . »	1400	1 400	1400	1 400
jährliche Ersparnis durch Abwärmeverwertung . . . . »	3100	11 740	7600	24 880

der Auspuffgase für kleine Leistungen verhältnismäßig teuer ausfallen und mit Rücksicht auf den chemischen Angriff der Auspuffgase hoch abzuschreiben sind, und weil insbesondere bei Fabrik- und Bureauheizungen die Abwärme nicht während des ganzen Jahres, sondern nur während rd. 5 Monaten ausgenutzt werden kann. Da zudem der Motorenbetrieb erst morgens um 7 oder 8 Uhr beginnt, steht erst von dieser Zeit an Abwärme zur Verfügung. Man müßte deshalb zur Aufheizung der Geschäfts- und Fabrikräume eine besondere Heizanlage aufstellen, die vor Beginn des Motorenbetriebes oder überhaupt in Betriebspausen die Wärme zu liefern hat. Diese Heizanlage erfordert zu ihrem Betriebe Kohlen, und zwar ist gerade morgens zum Aufheizen kalter Räume der Hauptwärmeaufwand erforderlich. Aus alledem geht hervor, daß die Abgasverwertung bei kleinen Motoren, insbesondere bei Dieselmotoren, wenig oder gar keine wirtschaftlichen Vorteile bietet, es sei denn, daß es sich um Betriebe handelt, die ohne Nachtpause 24 st durcharbeiten und die Abwärme ständig ausnutzen können[1]).

Günstiger liegen die Verhältnisse für mittlere und große Leistungen. Insbesondere in den Großgasmaschinen-Kraftwerken, die auf Hüttenwerken und Zechen anzutreffen sind, wendet man die Abgasverwertung mit Vorteil an. Hier handelt es sich um ganz bedeutende Abwärmemengen, die schon öfter mit bestem Erfolg zur Dampferzeugung ausgenutzt worden sind. Zudem herrscht hier in der Regel Dauerbetrieb, und endlich ist in Hüttenwerken und Zechen immer, und nicht nur im Winter wie bei Heizanlagen, Bedarf an heißem Wasser oder Dampf. Für Großgasmaschinen-Kraftwerke wird sich deshalb die Abwärmeverwertung voraussichtlich ein weites Feld erobern, und es ist anzunehmen, daß der Abwärmeverwerter in Zukunft ein normales Zubehör der Großgasmaschine bilden wird, ähnlich wie der Speisewasservorwärmer für Dampfanlagen.

Wird die Abwärme für Kraftzwecke ausgenutzt, so kann man für 1 PS_e-st etwa $^1/_6$ bis $^1/_8$ PS_e oder rd. 15 vH der Gasmaschinenleistung gewinnen. Hierbei ist angenommen, daß für 1 PS_e-st aus der Gasmaschinenabwärme 500 WE in Form von hochgespanntem Heißdampf nutzbar gemacht werden und daß der Wärmeverbrauch der Dampfkraftmaschine 3000 bis 4000 WE/PS_e-st beträgt.

Aus vorstehenden Darlegungen ergibt sich, daß für Betriebe mit großem Wärmebedarf in der Regel die Dampfanlage vorzuziehen ist. Wo hingegen der Wärmebedarf im Verhältnis zum Kraftbedarf nur gering ist, verdient im allgemeinen die Verbrennungsmaschinenanlage den Vorzug. Unter Umständen kann sich auch eine zusammengesetzte Anlage empfehlen, bei der die Verbrennungsmaschine in der Hauptsache Kraft, die Dampfmaschine hingegen Kraft und Wärme zu liefern hat, wobei die Dampfmaschine gerade nur so stark belastet ist, daß ihr gesamter Abdampf ausgenutzt werden kann.

Da insbesondere Kolbendampfmaschinen im Hochdruckgebiet günstiger arbeiten als Dampfturbinen, so sind Kolbenmaschinen für solche Anlagen vorzuziehen, bei denen es sich darum handelt, mit einer gewissen Dampfmenge die größte Leistung, die möglich ist, zu erzielen. Wo jedoch der Abdampfbedarf groß ist, oder wo die gesamte Abwärme verwendet werden kann, ist die Turbine der Kolbendampfmaschine schon deswegen überlegen, weil ihr Abdampf vollkommen ölfrei ist.

(Schluß folgt.)

[1]) Bei dieser Sachlage ist es klar, daß die Abwärmeverwertung für andre Motoren, wie Leuchtgas-, Benzinmotoren usw., überhaupt nicht in Frage kommt, obgleich diese Motoren gemäß Zahlentafel 2 mehr Abwärme für 1 PS_e-st liefern.

Ein technisches Verfahren zur Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit plattenförmiger Stoffe.

Von Dipl.-Ing. **Richard Poensgen.**

(Mitteilung aus dem Laboratorium für technische Physik der Kgl. technischen Hochschule München).[1])

A) Frühere Versuchseinrichtungen.

Die wachsende technische Wärmeökonomik — sei es in der Kälteindustrie, sei es bei Dampfmaschinenanlagen oder in der Heizungstechnik — führte im letzten Jahrzehnte zu einer raschen Entwicklung der älteren physikalischen Verfahren zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit einzelner Stoffe nach der technischen Seite hin.

In seiner Dissertationsschrift[2]) veröffentlichte im Jahre 1908 Nusselt eine kritische Zusammenstellung der älteren Versuchseinrichtungen und ein von ihm ausgearbeitetes Verfahren zur Untersuchung fester und loser Stoffe.

Er benutzte einen kugel- oder würfelförmigen Hohlkörper, der in seinem Mittelpunkt elektrisch geheizt und im übrigen mit dem zu prüfenden Stoff angefüllt war. Aus der zugeführten Heizenergie, den Temperaturen an den einzelnen Punkten des Probekörpers und an dessen Abmessungen konnte er dann die Wärmeleitzahl bestimmen.

Später hat dann Dr.-Ing. H. Gröber ein Verfahren zur Untersuchung dünner plattenförmiger Körper ausgebildet[3]). Seine Versuchseinrichtung war so zusammengesetzt, daß zwei Scheiben gleicher Stärke aus dem zu untersuchenden Stoff

[1]) Ein ausführlicherer Bericht wird in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« veröffentlicht werden.

[2]) W. Nusselt, »Die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisolierstoffen«, Dissertation, München 1908, Z. 1908 S. 906 sowie Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1909, Heft 63 und 64.

[3]) H. Gröber, »Die Wärmeleitfähigkeit von Isolier- und Baustoffen«, Z. 1910 S. 1319 sowie Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1911, Heft 104 S. 49.

(etwa Fußbodenbelag) einen plattenförmigen elektrischen Heizkörper beiderseits bedeckten, während sie je auf der andern Seite von einer wasserdurchflossenen Platte gekühlt wurden. Die Oberflächentemperaturen der Versuchsplatten wurden mit aufgelöteten Thermoelementen gemessen, die eingeleitete Wärmemenge aus Stärke und Spannung des Heizstromes ermittelt und mit Einführung der Abmessungen daraus die Wärmeleitfähigkeit berechnet.

Die Nusseltsche Anordnung ist bei Stoffen anwendbar, die nach allen Richtungen hin die gleiche Wärmeleitfähigkeit besitzen und die um die zentrale Heizquelle herum in beliebiger Stärke der Einzelstücke eingebaut werden können.

Die Gröbersche setzt voraus, daß die zu untersuchenden Stoffe im Verhältnis zu ihrer Oberfläche geringe Dicke und eine verhältnismäßig große Wärmeleitzahl aufweisen. Sind die letzten Bedingungen nicht erfüllt, so geht seitlich durch die zylindrischen Mantelflächen der Platten hindurch eine gewisse unkontrollierbare Wärmemenge verloren.

B) Neuere Versuchseinrichtungen.

Um die bequeme Gröbersche Anordnung für die Untersuchung plattenförmiger Stoffe allgemein brauchbar zu machen, muß man diese seitlichen Wärmeverluste ausschalten. Dies wird dadurch erreicht, daß man das Wärmegefälle zwischen den Punkten der Mantelflächen und ihrer Umgebung aufhebt, und zwar durch künstliches Einstellen der gleichen Temperaturen in den den Probekörper umgebenden Teilen, also durch einen für sich heizbaren Schutzring.

Diese Anordnung ist bei einigen Vorrichtungen in der Weise getroffen, daß etwa bei einer mit Kondensatmessung arbeitenden Versuchseinrichtung[1]) die zu prüfende Platte auf der einen Seite von zwei gleichachsigen dampfgeheizten Kammern begrenzt ist, von denen die äußere nur als Schutz gegen Wärmeverluste der inneren dient. Die Oberflächentemperatur der andern Seite wird durch strömendes Wasser unverändert gehalten. — Oder die eine Plattenseite wird durch Eis gekühlt, und man mißt nur die Schmelzwassermenge, die sich auf einem abgegrenzten Stücke der Plattenoberfläche bildet. Bei diesem Apparat[2]) wird die Wärme auf der andern Seite von strömendem Wasser geliefert. — Endlich ist eine Versuchsanordnung benutzt worden[3]), bei der nur ein bestimmtes Flächenstück der Probeplatten elektrisch geheizt wird, während die Ränder der Heizplatte durch Filz möglichst gut gegen Wärmeverluste geschützt sind.

C) Der vervollkommnete Plattenapparat[4]).

a) Sein Verhältnis zu den beschriebenen Einrichtungen.

Die neue im folgenden beschriebene Vorrichtung ermöglicht es, gegenüber der Nusseltschen, plattenförmige Stoffe nach einer ganz bestimmten Richtung des Wärmestromes zu untersuchen[1]).

Die Schutzringanordnung macht das Gröbersche Verfahren nun auch für die Untersuchung stärkerer Platten und besonders auch für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutzmitteln in Plattenform brauchbar; die Möglichkeit der elektrischen Heizung, Temperaturmessung und Temperaturregelung bürgt für große Genauigkeit gegenüber der immer etwas unsicheren Kondensat- und Schmelzwassermessung. Dazu kommt die Möglichkeit, die gewünschte Mitteltemperatur in ziemlich weiten Grenzen verändern zu können.

Diese ihre allgemeine Brauchbarkeit, Uebersichtlichkeit und einfache Bedienung dürfte die Einführung der Vorrichtung besonders jenen Firmen empfehlen, die Isolierstoffe herstellen und die fortlaufend die Wärmeleitfähigkeit ihrer Erzeugnisse feststellen wollen.

b) Grundlagen des Versuches.

Ein plattenförmiger quadratischer Heizkörper H_p, vergl. Fig. 1 und 2, liegt zwischen zwei gleich dicken Platten P_1 und P_2 des zu untersuchenden Stoffes, der dieselbe Fläche hat wie der Heizkörper. Um diesen herum ist im Abstande von 4 cm[2]) ein ringförmiger Heizkörper H_r von 11 cm Breite herumgelegt, der zu seinen beiden Seiten mit einem beliebigen schlecht leitenden Ring R_1, R_2 in gleicher Dicke wie die Versuchsplatten belegt ist. Die andern Seiten der Platten P und der Ringe R sind von je einer Platte und Ring gleichzeitig bedeckenden, wasserdurchströmten Kühlplatte K_1, K_2 begrenzt.

Fig. 1 und 2. Versuchseinrichtung.

Beim Versuch wird die gewünschte Temperatur durch elektrische Heizung und durch Wasserkühlung auf den Oberflächen der Versuchsplatten hergestellt, wobei dafür zu sorgen ist, daß die Temperatur der Heizplatte H_p mit der des Heizringes H_r übereinstimmt, ebenso daß die Temperaturen von K_1 und K_2 unter sich gleich sind.

Ist dies durch Einregeln erreicht, so ist die Bedingung erfüllt, daß alle Linien gleicher Temperatur in der Platte in Ebenen liegen, die den Plattenoberflächen parallel sind. Eine Krümmung der Isothermen kann dann nur an den äußeren Seiten des Schutzringes je nach den Außentemperaturen erfolgen und den Versuch nicht mehr beeinflussen, vergl. Fig. 3 und 4.

Wenn man dann durch Einschalten der elektrischen Heizung der mittleren Heizplatte Q WE/st[3]) zuführt, so stellen sich nach einer bestimmten Zeit auf der wärmeren und kühleren

[1]) Friedr. Rud. Metz und A. Behm, »Neue Apparate zur Bestimmung der Wärmeleitungskoeffizienten«. Ber. über den II. Internationalen Kältekongreß, Wien 1910, Bd. II S. 193.

[2]) R. Biquard, »L'efficacité des divers moyens d'isolement thermique des locaux frigorifiques. — Essais sur la conductibilité calorifique.« Ber. über den II. Internationalen Kältekongreß, Wien 1910, Bd. II S. 187.

[3]) Frederic Bacon, The testing of heat-insulating materials, The Electrician, Bd. 65 S. 938.

[4]) Die Anregung dazu verdanke ich Hrn. Dr.-Ing. H. Gröber, München.

[1]) z. B. Holz längs und quer zur Faser.

[2]) bei einer neueren Ausführung der Vorrichtung 2,5 cm.

[3]) 1 WE/st = 0,86 Watt = 0,86 V-Amp.

Fig. 3 und 4.

Ring und Platte mit Isothermen.

Oberfläche der beiden Probetafeln P_1 und P_2 dauernd die Temperaturen t_1 und t_2 in °C ein. Ist δ die Stärke der Platten in m und F ihrer Oberfläche in qm, so besteht für den Wärmedurchgang die Gleichung:

$$\tfrac{1}{2} Q = \frac{\lambda F (t_1 - t_2)}{\delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

wenn λ die Wärmeleitzahl des Stoffes bei einer zwischen t_1 und t_2 gelegenen Mitteltemperatur bedeutet. Der Faktor $\tfrac{1}{2}$ rührt davon her, daß die gesamte Wärmemenge sich in zwei gleiche Teile spaltet, die durch die beiden zur Heizung symmetrischen Platten hindurchwandern. Aus Gl. (1) ergibt sich die Formel für die Leitfähigkeit

$$\lambda = \frac{Q \delta}{2 F (t_1 - t_2)}.$$

Hier ist also vorausgesetzt, daß wirklich die gesamte Wärme Q durch die Platten ohne Verlust hindurchgeht.

c) Einzelheiten und Gebrauch der Versuchseinrichtung.

Als Heizkörper dienen Geflechte[1]) aus Konstantandraht und Asbestfäden.

Zu beiden Seiten dieses Gitters und mit ihm verbunden liegen je zwei Asbestplatten von 3 mm Stärke und auf diesen wieder je eine Kupferplatte von 1 mm. Dadurch wird der eigentliche Heizkörper gefestigt, und etwaige Unregelmäßigkeiten der Temperaturverteilung im Geflecht werden vollständig ausgeglichen.

Die Kühlplatten[1]) sind an die Wasserleitung angeschlossen, vergl. Fig. 5 und 6. Sie sind aus Schmiedeisen gefertigt und wurden, um die nötige Dichtheit und Ebenheit zu erreichen, aus 8 mm dicken Platten auf Vierkanteisen von 20 mm Stärke versenkt genietet, gut mit dem Rahmen verstemmt und sauber gehobelt. Die Wasserführung ist so eingerichtet, daß sich die Unterschiede der Eintritts- und Austrittstemperaturen in der Masse der Kühlplatten selbst ausgleichen müssen.

Fig. 5 und 6. Kühlplatte.

Die ganze Versuchsanordnung ist in einem mit Isolierstoff ausgefütterten Kasten zusammengebaut. Ebenso wird der Spalt zwischen Ring und Platte mit einem guten Wärmeschutzmittel ausgefüllt, weil sonst störende Luftströmungen (Konvektion) eintreten.

Fig. 7.

Seitlich lagert die Vorrichtung auf Zapfen, so daß sie je nach Bedarf liegend oder stehend benutzt werden kann, vergl. Fig. 7.

Es ist dafür gesorgt, daß die Probeplatten ohne Luftraum an den Kupferplatten des Heizkörpers und an den Kühlkörpern anliegen: bei spröden Stoffen (Steinen) dadurch, daß von diesen eine dünne Schicht pulverförmig auf die Platte gestreut wird, bei elastischen (Kork) durch leichtes Zusammenpressen. Dann sind die Temperaturen der beiden Seiten der Versuchsplatten gleich denjenigen der sie berührenden Kupfer- oder Eisenplatten zu setzen. Man darf daher statt jener diese durch

[1]) von C. Schniewindt, Neuenrade in Westfalen.

[1]) ausgeführt und geschenkweise überlassen von Poensgen & Pfahler, Dampfkesselfabrik, Rohrbach bei St. Ingbert (Pfalz).

Versuch zu bestimmen. Das hat für die Beobachtung den großen Vorteil, daß man die Thermoelemente, mittels deren diese Temperaturen bestimmt werden, nicht für jeden einzelnen Versuchskörper auf dessen Oberfläche aufs sorgsamste anzulegen braucht, sondern daß man sie ein- für allemal fest mit den Kupfer- und Eisenplatten verbinden kann.

Die Temperaturen werden, sobald sich der Dauerzustand eingestellt hat, mit Thermoelementen aus Kupfer- und Konstantandraht[1]) von 0,6 mm Stärke gemessen. Die beiden Drähte sind in der üblichen Weise durch Umspinnen und Schellackieren isoliert, dann aber miteinander durch nochmaliges Umspinnen vereinigt und abermals schellackiert. — Zur Erlangung eines möglichst genauen Mittelwertes der Oberflächentemperaturen wurden jeweils mehrere Elemente auf die Kühl- und Heizplatte aufgelötet. Sie wurden mit Glasröhrchen isoliert, die beim Heizkörper zwischen den beiden Asbestplatten hindurch nach außen führten. Auf der unteren Kühlplatte befinden sich eingefräste Nuten, welche die isolierten Thermoelementdrähte einschließen und durch dünne, übergelötete Bleche wieder glatt verschlossen sind, vergl. Fig. 8 und 9.

Außerhalb der Vorrichtung führen die durch Gummischläuche geschützten Drähte zu einem Zeigergalvanometer[2])

Zahlentafel 1.

Die Wärmeleitzahl λ bei verschiedenen Temperaturen.

Stoffe	Gewicht kg/cbm	Temperatur °C	Wärmeleitzahl λ WE/(st m °C)	Anordnung
A) Baustoffe.				
Münchener Handziegel	1536	15	0,34	Platte mit Ring
		35	0,34	
Maschinenziegel	1672	15	0,44	desgl.
		40	0,46	
		80	0,47	
Ziegelmauerwerk (alt)	1850	20	0,35	Würfel *
		47	0,38	
Hohlziegelmauerwerk	—	20	0,28	desgl. *
		59	0,31	
Kalksandstein Nr. 1 (aus feinem Material)	1662	15	0,57	Platte mit Ring
		25	0,59	
		40	0,62	
Kalksandstein Nr. 2 (aus grobem Material)	1987	25	0,80	desgl.
		40	0,85	
Natursandstein (frisch bearbeitet) (grau, aus Schongau, Schwaben)	2259	10	1,33	desgl.
		20	1,44	
		40	1,58	
Natursandstein (wie oben, doch 6 Monate getrocknet)	2251	10	1,08	desgl.
		20	1,11	
		30	1,14	
Beton Nr. 1 (1 : 4, 1/2 Jahr getrocknet)	2180	20	0,65	Platte ohne Ring *
		23	0,66	
Beton Nr. 2 (1 : 12, 2 Wochen getrocknet)	2050	20	0,70	Platte mit Ring
		30	0,72	
		40	0,74	
Schamotte	1716	10	0,49	desgl.
		25	0,50	
		40	0,51	
		60	0,53	
Verputz (einige Monate getrocknet)	1690	18	0,68	Platte ohne Ring *
		20	0,68	
Baugips (3 Wochen künstlich getrocknet)	1250	15	0,37	Platte mit Ring
		25	0,37	
		50	0,38	
Gipsplatten mit eingeschlossenen Korkstückchen	685	30	0,24	Würfel **
Rheinische Schwemmsteine	630	20	0,13	desgl. *
		30	0,14	
Kiefernholz (senkrecht zur Faser)	546	15	0,13	Platte mit Ring
		30	0,14	
Kiefernholz (parallel zur Faser)	551	20	0,30	desgl.
		25	0,32	
Teakholz (senkrecht zur Faser)	642	15	0,15	desgl.
		50	0,17	
Teakholz (parallel zur Faser)	604	12	0,32	desgl.
		18	0,33	
		50	0,34	
Eichenholz (senkrecht zur Faser)	825	15	0,18	desgl.
		50	0,17	
Eichenholz (parallel zur Faser)	819	12	0,30	desgl.
		20	0,31	
		50	0,37	
Asbestschiefer	1783	50	0,19	Platte ohne Ring **
Linoleum (rd. 7,3 mm stark)	1183	20	0,16	desgl. **
Korkmentlinoleum (rd. 9,1 mm stark)	535	20	0,069	desgl. *
Asphalt (zum Straßenbau)	2120	10	0,56	Platte mit Ring
		15	0,58	
		20	0,60	
		15	0,62	
		30	0,64	
B) Isolierstoffe.				
Korkplatte Nr. 1	61	20	0,035	Würfel **
		100	0,042	
Korkplatte Nr. 2	154	15	0,043	Platte mit Ring
		50	0,044	
Korkplatte Nr. 3	166	15	0,042	desgl.
		30	0,044	
		45	0,046	
Korkplatte Nr. 5	180	15	0,041	Würfel **
		50	0,042	
Korkplatte Nr. 8	199	10	0,043	desgl.
		25	0,044	
		35	0,045	
Korkplatte Nr. 10	215	10	0,044	Würfel **
		15	0,045	
		30	0,046	
Korkplatte Nr. 12	254	15	0,049	Platte mit Ring
		25	0,050	
		45	0,051	
		65	0,052	
Korkplatte Nr. 15	335	15	0,048	Würfel **
		25	0,054	
		35	0,057	
		45	0,059	
Korkplatte Nr. 16	350	10	0,056	Platte mit Ring
		25	0,057	
		60	0,058	
Platten aus gebundener Blätterholzkohle	204	20	0,048	Platte mit Ring
		50	0,049	
		70	0,050	
gebrannter Kieselgurstein Nr. 1	296	15	0,057	Würfel **
		50	0,066	
		100	0,075	
		200	0,089	
		300	0,104	
gebrannter Kieselgurstein Nr. 2	333	15	0,068	Platte mit Ring
		30	0,070	
		50	0,072	
		75	0,075	
		100	0,078	
		150	0,084	
gebrannter Kieselgurstein Nr. 3	366	20	0,066	Würfel **
		50	0,071	
		100	0,078	
		200	0,090	
		300	0,103	
gebrannter Kieselgurstein Nr. 4	451	20	0,075	desgl **
		50	0,080	
		100	0,087	
		150	0,093	
		200	0,100	
65 mm-Korksteine mit 5 mm Zement zweiseitig belegt	446	10	0,056	Platte mit Ring
		15	0,058	
		25	0,059	
		50	0,059	

[1]) von E. Zwietusch & Co., Berlin-Charlottenburg.

[2]) von Siemens & Halske. Berlin.

mit einem Meßbereich von 8 bezw. 16 Millivolt. Damit nur **eine** Eisstelle benutzt zu werden braucht, liegt zwischen der »warmen« und »kalten« Lötstelle ein Quecksilber-Umschalter, vergl. Fig. 10.

Die zugeführte Heizenergie wird an Strom- und Spannungsmesser abgelesen und durch Widerstände geregelt. Zur groben Einstellung dienen Lampen *g*, vergl. Fig. 10, zur feinen Bänder aus Nickelinplätt f^1).

Wegen der vollkommenen Symmetrie der Anordnung braucht die Temperaturmessung nur an einer von beiden Probeplatten vorgenommen zu werden. Es ist dann nur zu beachten, daß das wegfließende Wasser genau die gleiche Temperatur für beide Kühlplatten haben muß.

Fig. 8 und 9.

s Schmiedeisenplatte *d* Drähte *b* Deckblech
k Kopf des Thermoelementes *g* Glasröhrchen

Die Kantenlängen der Probeplatten werden auf Zehntel Millimeter genau mittels Maßstabes festgestellt, die Dicke muß genauer ermittelt werden, wozu ein eigenes Tellermikrometer dient.

Alle Ablesungen werden an verschiedenen Stellen und zu verschiedenen Zeiten wiederholt und in einen Vordruck eingetragen. Daraus werden die Mittelwerte berechnet.

Für jeden Versuchstoff wird auch das spezifische Gewicht festgestellt, das bei Isolierstoffen oft von Einfluß auf die Leitfähigkeit ist.

Der Einbau eines Stoffes ist schnell erledigt und die Bedienung auf das gelegentliche Ablesen und Regeln von Stromstärke, Spannung und Temperatur beschränkt.

Fig. 10. Schaltung.

a Strommesser
b Spannungsmesser
c Zeigergalvanometer
d Thermoelemente
e Schaltbrett
f Drahtwiderstände
g Lampen
h_1 h_2 Klemmen für die Heizplatte
i_1 i_2 » » den Heizring
k Eislötstelle
l Umschalter

d) Ergebnisse.

Mit der beschriebenen Einrichtung wurden ältere Tabellenwerte für die Leitfähigkeit nachgeprüft und besonders neuere für Baustoffe ermittelt. Probeversuche mit Stoffen, die bereits im Nusseltschen Würfel untersucht waren, ergaben im neuen Plattenapparat für die Werte der Wärmeleitzahl geringere Abweichungen von den im Würfel erhaltenen, als durch die Ungleichmäßigkeit in den Stoffen selbst bedingt sind.

In Zahlentafel 1 und 2 sind die an einer Reihe von Isolier- und Baustoffen erhaltenen Werte zusammengestellt. Um einen möglichst vollständigen Ueberblick über die Wärmeleitzahlen der verschiedenen Stoffe zu haben, ist auch eine Reihe von Werten mit aufgenommen, die zum Teil

[1]) von den Vereinigten Leonischen Fabriken, Nürnberg-Schweinau.

Zahlentafel 2. Die Wärmeleitzahl λ für 20°.

Stoffe	Gewicht kg/cbm	λ bei 20°	Stoffe	Gewicht kg/cbm	λ bei 20°
Korkplatte Nr. 1	61	0,035	Linoleum	1183	0,16
» » 2	154	0,043	Kiefernholz senkrecht zur Faser	546	0,13
» » 3	166	0,043	» parallel » »	551	0,30
» » 4	169	0,040	Teakholz senkrecht zur Faser	642	0,15
» » 5	180	0,041	» parallel » »	604	0,32
» » 6	182	0,043	Eichenholz senkrecht zur Faser	825	0,18
» » 7	195	0,044	» parallel » »	819	0,31
» » 8	199	0,044	rheinische Schwemmsteine	630	0,13
» » 9	202	0,045	Asbestschiefer	1783	0,19
» » 10	215	0,046	Gipsplatten mit eingeschlossenen Korkstückchen	685	0,25
» » 11	227	0,052	Baugips	1250	0,37
» » 12	254	0,050	Asphalt (zum Straßenbau)	2120	0,60
» » 13	259	0,049	Hohlziegelmauerwerk	—	0,28
» » 14	266	0,051	Münchener Handziegel	1536	0,34
» » 15	335	0,050	Maschinenziegel	1672	0,45
» » 16	350	0,057	Ziegelmauerwerk	1850	0,35
Platten aus gebundener Blätterholzkohle	204	0,048	Kalksandstein Nr. 1	1662	0,58
gebrannter Kieselgurstein Nr. 1	296	0,058	» » 2	1987	0,80
» » » 2	333	0,069	Natursandstein getrocknet	2251	1,11
» » » 3	366	0,066	» frisch bearbeitet	2259	1,44
» » » 4	451	0,075	Beton Nr. 1 (1 : 4, trocken)	2180	0,65
			» » 2 (1 : 12, frisch)	2050	0,70
65 mm-Korksteine mit 5 mm Zement zweiseitig belegt	446	0,059	Schamotte	1716	0,50
Korkmentlinoleum	585	0,069	Verputz	1690	0,68

schon früher von Nusselt und Gröber veröffentlicht worden sind. — Die Bezeichnung »Würfel« in der Zahlentafel 1 bedeutet, daß der betreffende Stoff nach dem Verfahren von Nusselt untersucht wurde, »Platte ohne Ring« ist die Anordnung von Gröber und »Platte mit Ring« die hier beschriebene Anordnung von Poensgen. Die mit * bezeichneten Werte verdanke ich Hrn. Dr.-Ing. H. Gröber, die mit ** Hrn. Dipl.-Ing. F. Noell. Alle übrigen entstammen meinen eigenen Versuchen.

Wie ein Blick in die Zahlentafel 1 zeigt, bestätigen auch die neuen Ergebnisse die von Nusselt gefundene Zunahme der Wärmeleitfähigkeit mit der Temperatur.

Von den fabrikmäßig hergestellten Stoffen wurden mehrere Proben, die aus verschiedenen Fabriken stammen, untersucht. Sie sind wegen der unterschiedlichen Herstellungsweise nicht unmittelbar vergleichbar, lassen aber die Grenzen erkennen, innerhalb deren die Leitzahl schwankt.

Die Zahlentafel 2 soll einen schnellen Vergleich der einzelnen Stoffe ermöglichen. Es ist deshalb überall nur der für 20° interpolierte Wert der Wärmeleitzahl angegeben. Sie zeigt auch deutlich eine Abhängigkeit der Leitfähigkeit vom spezifischen Gewichte, auf die schon H. Gröber hinwies.

Zusammenfassung.

Im Vorstehenden ist nach einem Hinweis auf die bisherigen Vorrichtungen zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit plattenförmiger Stoffe ein im Jahre 1911 im Laboratorium für technische Physik der Kgl. Technischen Hochschule München ausgearbeitetes Verfahren beschrieben, das besonders zur Untersuchung der in der Technik angewandten Bau- und Isolierstoffe auf Wärmedurchlässigkeit geeignet ist. Es wurde zur Untersuchung einer großen Anzahl von Stoffen benutzt, wobei sich die von Nusselt gefundene Gesetzmäßigkeit bestätigt zeigte, daß die Wärmeleitzahl mit wachsender Temperatur zunimmt.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika.[1]

Von Regierungsbaumeister **F. Gutbrod** in Berlin.

(Fortsetzung von S. 1626)

Der Wagenkasten ist ebenfalls vollständig aus Eisen aufgebaut. Die Durchbildung des Wagenkastengerippes zeigt Fig. 246. Der untere Teil der Wagenkasten-Seitenwand ist in gleicher Weise, wie bei den schon früher besprochenen Wagen, als Stehblechträger durchgebildet, der auf die ganze Länge des Wagenkastens durchläuft. Der Untergurt dieses Trägers wird durch das Z-Eisen gebildet, welches gleichzeitig als seitlicher Längsträger des Untergestelles dient, Fig. 247 bis 249. An der äußeren Stegwand dieses Z-Eisens ist das Stehblech von 3,2 mm Stärke und 895 mm Höhe befestigt. Es ist aus vier einzelnen Blechen zusammengesetzt und an den Stoßstellen mit Innenlaschen

Fig. 246. Wagenkastengerippe.

Fig. 247 bis 249. Querschnitt des Wagenkastens. Maßstab 1 : 20.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Fig. 250. Längsansicht des Wagenkastens. Maßstab 1 : 50.

Fig. 254 bis 256. Oberlichtaufbau.

Schnitt a-b. Maßstab 1 : 4. Schnitt c-d.

vernietet, vergl. Fig. 246. Der Obergurt des Blechträgers besteht aus einem ungleichschenkligen L-Eisen, das sich gegen die Innenseite des Stehbleches legt.

Fig. 251 und 252.

Versteifungsrippen der Dachbedeckung.

Längsschnitt.

Querschnitt.

Fig. 253. Gegabelte Kappe.

Die Seitenpfosten sind aus Eisenblech in zwei verschiedenen Querschnittformen gepreßt. Die einen haben [-förmigen, die andern ‾L⌐-förmigen Querschnitt (vergl. Fig. 248). Sie sind gegen die Außenseite des durchgehenden Stehblechträgers und mit

Fig. 257 bis 264.

Maßstab 1 : 30.

Fig. 257.

Stirnansicht. Querschnitt.

Fig. 258.

Stirnwand von innen gesehen.

Fig. 261. Grundriß.

Schnitt *a-b* nach abwärts gesehen. Schnitt *c-d* nach aufwärts gesehen.

Fig. 262.

Einzelheiten der Seitentür.

Maßstab 1 : 5.

dem **Z**-förmigen seitlichen Längsträger des Untergestelles besonders kräftig vernietet, um eine gute Verbindung zwischen der Wagenkasten-Seitenwand und dem Untergestell zu erzielen. Die Abstände der Seitenpfosten ergeben sich aus der Längsansicht des Wagenkastens in Fig. 250 und sind durch die Einteilung der Fenster in den Seitenwänden und die Verteilung der Sitzbänke bezw. Betten bedingt. Zwischen je zwei Sitzbänken ist ein großes Doppelfenster angeordnet, welches durch einen Mittelpfosten in zwei Fensterhälften geteilt ist. Dieser Mittelpfosten hat, wie Fig. 248 zeigt, ⏋⊔⎾-förmigen Querschnitt und ist an der Wageninnenseite durch ein Deckblech abgeschlossen. Der dadurch erzielte kastenförmige Querschnitt gibt diesem Mittelpfosten ein großes Widerstandsmoment. Je zwei benachbarte Doppelfenster sind durch zwei Seitenpfosten getrennt, die **[**-förmigen Querschnitt haben und durch äußere und innere Deckbleche zu einem Träger kastenförmigen Querschnittes vereinigt sind. Die förmigen Pfosten sind noch weiter verstärkt durch **[**-Eisen-Füllstücke, welche auf Fensterhöhe zwischen den Flanschen der gepreßten Träger eingebracht sind und als Füllung für die Fensterumrahmung dienen (vergl. Fig. 248).

Die Seitenpfosten werden gegeneinander einmal durch

Einzelheiten des Wagenkastens.

Fig. 259. Längsschnitt.

Fig. 260. Seitenansicht.

Fig. 263 und 264.
Obere Eckverbindung bei *B*.
Maßstab 1 : 1,5.

Aufriß.

Grundriß.

ein wagerechtes ungleichschenkliges L-Eisen, welches in der Höhe des Fenstergesimses an den Außenflanschen der Pfosten auf die ganze Länge des Wagenkastens durchläuft, und außerdem durch zwei Z-Eisen abgesteift, von denen das eine als Tropfleiste unmittelbar über den Oberfenstern angebracht ist, das andre die Traufkante der unteren Seitendächer bildet. Die Seitenpfosten mit [-förmigem Querschnitt bilden mit ihrer oberen Fortsetzung gleichzeitig die Dachspriegel für die beiden seitlichen Dächer. Diese Dachspriegel haben demnach [-förmigen Querschnitt. Die Fenstermittelpfosten dagegen reichen nur bis zu dem oberen, die Dachtraufe bildenden Z-Eisen hinauf. Die zugehörigen Dachspriegel mußten mit Rücksicht auf die eigenartige Querschnittsform dieser Pfosten besonders angenietet werden. Sie haben L-förmigen Querschnitt.

Die Seitenpfosten werden in der Querrichtung durch den Oberlichtbau abgesteift.

Man ersieht daraus, mit welcher Sorgfalt die Konstruktion des Wagenkasten-Gerippes durchgearbeitet ist, und welchen Wert man auf eine zweckmäßige und gediegene Verbindung zwischen Untergestell und Wagenkasten gelegt hat.

Der Oberlichtaufbau wird getrennt für sich auf besondern Gerüsten hergestellt, in vollständig fertigem Zustand auf den Wagenkasten gesetzt und mit den Seitenpfosten vernietet. Die Seitenwände des Lichtaufsatzes bestehen aus Blechen von 2,4 mm Stärke, die oben durch gepreßte [-Eisen, unten durch gepreßte L-Eisen eingefaßt sind. Sie werden zwischen den Ausschnitten für die Oberlichtfenster durch senkrechte gepreßte L-Eisen verstärkt, welche gleichzeitig als Pfosten für den Oberlichtbau dienen und ihm die nötige Steifigkeit geben, Fig. 250 und 247. Die Dachträger sind aus Eisen gepreßt und haben teils ˥⅃Γ-, teils Z-förmigen Querschnitt. Dazwischen sind zehn L-förmige Querträger angeordnet, welche zusammen mit dem in der Mitte des Aufbaues auf den Dachträgern sitzenden ⊥-förmigen Längsträger das Gerippe für die Wagendachkonstruktion bilden. Diese ist mit Rücksicht auf unbedingte Wasserdichtigkeit, die auch bei dem Arbeiten der Dachbekleidung unter dem Einfluß starker Temperaturschwankungen gewährleistet werden muß, mit großer Sorgfalt ausgearbeitet. Die Dachbedeckung besteht aus achtzehn Eisenblechen von 1,6 mm Stärke. An den Versteifungsrippen sind die Bleche umgebörtelt und durch versenkte Niete zusammengehalten, Fig. 251 und 252. Darüber liegt eine Kappe, die ebenfalls durch versenkte, zwischen den andern Nieten angeordnete Niete befestigt ist. Die Fugen zwischen Kappe und Blechkanten werden mit Mennige gut ausgestrichen. Dort, wo die Längs- und Querflansche sich überschneiden (d. h. in der Mittellinie des Daches), wird eine gegabelte Kappe nach Fig. 253 aufgesetzt, die die Stoßfugen abdeckt. Die Flansche der Bleche sind so lang und die Krümmungshalbmesser der Umbörtelung so groß, daß die Bleche beim Ausdehnen und Zusammenziehen unter dem Einfluß der Temperatur genügend federndes Spiel haben. Hier liegt der Vorteil gegenüber der Konstruktion der Pennsylvania R. R., welche nach den Angaben auf S. 751 (vergl. auch Fig. 107 und 108) die Stöße der Bleche erst verlötet, und als diese Verbindung nicht standhielt, zusammengeschweißt hat. Hier fehlt jede Vorkehrung, durch welche beim Verziehen der Bleche infolge von Temperatureinflüssen die Lockerung der Nietbefestigungen vermieden wird. Mit welcher Sorgfalt der Oberlichtaufbau namentlich mit Rücksicht auf die Vermeidung jeglichen Eindringens von Feuchtigkeit durchgebildet ist, ersieht man aus Fig. 254 bis 256, welche Einzelheiten der Oberlichtfenster und der Luftöffnungen geben.

Die beiden Wagenenden, die sogenannten Vestibüle, welche erfahrungsgemäß bei Zugunfällen der Zerstörung am meisten ausgesetzt sind, sind besonders widerstandsfähig ausgeführt, Fig. 257 bis 264. Die eigentliche Stirnwand des Wagenkastens, d. h. die innere Wand des Vestibüles, besteht

in ihrem Gerippe aus sechs [-Eisen und zwei I-Eisen von 100 mm Steghöhe, welche an ihrem unteren Ende mit dem Gußstahl-Endstück des Untergestelles vernietet und am oberen Ende, und zwar unterhalb des Dachaufbaues, durch ein wagerechtes [-Eisen von 178 mm Steghöhe verbunden sind. Die beiden I-Eisen umsäumen die Türöffnung, die das Vestibül mit dem Wageninnern verbindet. Gegen die beiden an der Außenseite liegenden [-Eisen und die beiden I-Eisen sind eiserne Pfosten aus Preßblech genietet, deren besondere Formen aus Fig. 261 ersichtlich sind. Die Verbindung des äußeren Eckpfostens, der Säule *A*, mit der Seitenwand des Wagenkastens zeigt Fig. 262 in vergrößertem Maßstab. Gegen die [-Eisen-Pfosten und Preßblechsäulen ist die innere Wandverkleidung, bestehend aus 3,3 mm starkem Eisenblech, und die äußere Wandbekleidung, bestehend aus 2,5 mm starkem Eisenblech, befestigt.

Das Gerippe der Vestibülwand besteht aus zwei [-Eisen-Pfosten von 127 mm Steghöhe, die den Rahmen für die Plattformverbindungstür bilden, und zwei aus Preßblech hergestellten Ecksäulen, deren Form in vergrößertem Maßstab aus Fig. 262 ersichtlich ist. Die beiden [-Eisen-Pfosten sind in Höhe des Dachansatzes durch zwei wagerechte, trogförmige Träger aus Preßblech gegen das schwere wagerechte [-Eisen abgesteift, welches die Pfosten der inneren Wagenkasten-Stirnwand untereinander verbindet. Dieser Horizontalverband wird ergänzt durch zwei L-Eisen, welche die Ecksäulen *A* und *B* gegeneinander abstützen, Fig. 261. An den unteren Flanschen der beiden L-Eisen und trogförmigen Preßblechträger ist das 3,3 mm starke Deckenbekleidungsblech des Vestibülraumes befestigt. Auch die Bekleidung der Vestibül-Stirnwand besteht aus 3,3 mm dickem Eisenblech.

Die Dachkonstruktion des Vestibüles ist ebenfalls sehr kräftig durchgebildet. Der Dachspriegel der inneren Wagenkasten-Abschlußwand, Fig. 257, hat die für die übrigen Dachspriegel übliche Form. Dagegen ist der Querverband des Oberlichtaufbaues wesentlich verstärkt, und zwar zunächst durch ein wagerechtes [-Eisen, welches die beiden Seitenpfosten des Oberlichtaufbaues an ihren unteren Enden zusammenhält. Dieser Querbalken ist mit dem darunter liegenden wagerechten [-Eisen, das den oberen Abschluß der Wagenkasten-Stirnwand bildet, durch die senkrechten I- und [-Eisen-Pfosten der Stirnwand verbunden. Der Dachträger der äußeren Vestibül-Stirnwand besteht aus einem Stehblechträger, dessen Stehblech oben und unten mit L-Eisen eingesäumt ist, Fig. 257 und 259. Der Oberlichtaufbau wird mit diesem Dachträger durch starke Winkeleisen verbunden, welche der Abrundung des Dachendes entsprechend gekrümmt sind. Fig. 263 und 264 zeigt die obere Eckverbindung der Säule *B* mit dem Dachendquerträger.

Die Befestigung und Stoßpuffereinrichtung des Faltenbalgrahmens ergibt sich aus Fig. 259.

Für die Verkleidung, innen wie außen, gelten als wichtigste Forderungen: die Abhaltung von Feuchtigkeit, um unter allen Umständen die Bildung von Rost an den Eisenteilen zu vermeiden, und unbedingte Feuersicherheit. Das durchgehende Seitenblech des unteren Teiles des Wagenkastens wird an der Außenseite bis zur Fenstersimshöhe mit sogenanntem Resisto-Papier abgedeckt, das 9,5 mm dick ist und aus zwei Lagen Asbestpappe mit einer zwischenliegenden dicken Schicht Haarfilz besteht. Dieses Resisto-Papier wird durch zwei wagerechte Bandeisenstreifen gegen das Eisenblech verschraubt. Es dient gleichzeitig als Isoliermittel für den Wageninnenraum gegen die Schwankungen der Außentemperatur.

Zunächst werden nun die äußeren Verkleidungsbleche zwischen den Fensteröffnungen auf die ganze Höhe vom Dach herunter bis zur Unterkante des Z-Eisens des Untergestelles gegen die Seitenpfosten genietet. Zwischen diese Eisenbleche und die Flansche der gepreßten Pfosten wird mit Teer getränkte Asbestleinwand gelegt, um das Eindringen von Feuchtigkeit und die Rostbildung zu verhindern. Dieses Verfahren wird überhaupt allgemein dort angewendet, wo der Außenluft ausgesetzte Eisenteile zusammengeheftet werden und somit in den Fugen Rosten eintreten kann. So werden z. B. zwischen den Flanschen der Dachträger und den Dachbekleidungsblechen Asbestleinwandstreifen eingelegt.

Danach wird die eigentliche Außenbekleidung angebracht, welche aus profilierten Eisenblechen hergestellt ist und die Holzverschalung der alten hölzernen Pullman-Wagen nachahmt. Sie besteht, wie Fig. 265 zeigt, aus schwalbenschwanzförmig gepreßten Blechen, in deren Lücken ebenfalls schwalbenschwanzförmig gepreßte Füllstücke von oben eingeschoben werden. Da die zum Anheften dienenden Stiftschrauben in den Lücken zwischen zwei vorspringenden Buckeln des Eisenbleches eingesetzt sind, so werden sie durch die Füllstücke verdeckt. Diese bedürfen keiner besondern Befestigung, da sie mit dem Hammer stramm eingetrieben werden. An der Außenseite des Wagens treten somit überhaupt keine Nietköpfe zutage, im Gegensatz zu den eisernen Personenwagen andrer Bahngesellschaften (Pennsylvania R. R., New York Central R. R., Chicago and North Western R. R. usw.). Diese Verkleidung ist zwar kostspielig; aber das Aussehen des Wagens, der sich äußerlich in nichts von dem hölzernen Pullman-Wagen unterscheidet, gewinnt dadurch wesentlich, wozu die Unterteilung der großen Flächen durch senkrechte Fugen nicht wenig beiträgt. Uebrigens werden schon seit mehr als drei Jahren die hölzernen Pullman-Wagen mehrerer Bahnen mit dieser eisernen Verkleidung versehen, um sie gegen Feuersgefahr von außen besser zu schützen.

Fig. 265.

Außenbekleidung der Pullman-Wagen.

Die Befestigung dieser Verkleidung auf den Unterlagen ist nicht ganz einfach und bedarf nach Angabe des Chefingenieurs zweifellos noch der Verbesserung. Vorläufig ist es noch nicht gelungen, die Verwendung von Holz an dieser Stelle auszuschalten. Sogenanntes »composite board« hat sich nicht bewährt, da die Schrauben in diesem Material durch die rüttelnden Bewegungen des Wagens allmählich locker werden. Dort, wo eine Unterlage von Eisenblech an der Außenseite schon vorhanden ist, wie auf den Paneelen zwischen den Fensteröffnungen, werden, wie Fig. 266 und 267 zeigen, wagerechte Holzbrettchen auf dem Eisenblech befestigt. Zwecks sicherer Verbindung werden an diesen Stellen hinter dem Eisenblech hölzerne Füllstücke zwischen den Flanschen der [-Eisen-Pfosten eingelegt, gegen welche die Holzbrettchen geschraubt werden. Dort, wo keine Eisenbleche als unmittelbare Unterlage vorhanden sind, werden zwischen den Flanschen zweier benachbarter Pfosten wagerechte Holzblöcke festgespannt. Gegen diese Holzunterlagen werden die schwalbenschwanzförmigen Deckbleche mittels Holzschrauben befestigt. Die Bekleidung wird auf den Paneelen zwischen den Fensteröffnungen durch das über den Oberfenstern auf die ganze Länge des Wagens durchlaufende Z-Eisen abgedeckt. Die unter dem Fenstergesims entlang laufende äußere Verkleidung wird oben gegen das ungleichschenklige L-Eisen, welches unter den Fensteröffnungen auf die ganze Wagenlänge durchgeht, und unten gegen ein schwächeres ungleichseitiges L-Eisen geschraubt, das auf dem unteren Flansch des Z-Eisens befestigt ist (vergl.

Fig. 266 und 267.

Paneelverkleidung mit Holzplatten.

Aufriß.

Grundriß.

Fig. 247). Um Eindringen von Feuchtigkeit in die Oeffnungen dieser Verkleidungsbleche zu verhindern, wird die obere Kante durch ein wagerechtes Z-Eisen abgedeckt, das gegen das starke L-Eisen geschraubt ist, und über welches das eigentliche Simsblech greift. Die Fugen werden vor dem Befestigen der Bleche gut mit Mennige ausgestrichen. Die unteren Oeffnungen der Verkleidung werden durch stramm eingepaßte Holzkeile von schwalbenschwanzförmigem Querschnitt verschlossen.

Die untere Dachkante wird, wie schon erwähnt, durch ein Z-Eisen gebildet, welches, wie das über den Oberfenstern befestigte Z-Eisen, auf die ganze Wagenlänge durchläuft.

Fig. 268.

Hauptschlafraum bei Tage mit hochgeklappten Betten.

Auf diesen beiden Z-Eisen ist das obere, glatte, durchgehende Verkleidungsblech befestigt. Das obere Z-Eisen dient gleichzeitig zur Absteifung der Seitenpfosten an dieser Stelle. Gegen das Verkleidungsblech ist von außen ein zweites, schwächeres Z-Eisen geheftet, das als Tropfleiste für das untere Wagendach dient (vergl. Fig. 247).

An der Innenseite werden die Bleche, welche die Außenbekleidung zwischen den Fensteröffnungen bilden, auf die ganze Höhe bis zur unteren Dachkante mit Resisto-Papier abgedeckt. In derselben Weise wird mit dem oberen und den beiden Seitendächern verfahren sowie mit den Paneelen zwischen den Oberfenstern und der Unterkante der Seitendächer. Die Isolierschicht wird durch Zinkblechbänder festgehalten.

Erheblich mehr Schwierigkeiten verursacht die innere Verkleidung. Hier versuchte die Pullman-Gesellschaft zunächst, wie die Pennsylvania R. R., wegen des geringen Gewichtes die Verwendung von Aluminiumblech. Das große Wärmeleitvermögen macht dieses Material jedoch ungeeignet.

Fig 269 und 270. Aussichtswagen.

Fig. 269.

Fig. 270.

Daraufhin versuchte man Eisenblech, das aber ebenfalls noch ein verhältnismäßig guter Wärmeleiter ist. Das Eisenblech wurde deshalb auf der Wageninnenseite mit einer Isolierpappe, Agasot genannt, bekleidet, einer imprägnierten, feuersichern und wasserdichten Masse, die von der Pantasot-Company in New York hergestellt wird. Zwischen Eisenblech

und Pappe wurde außerdem noch eine dünne Luftschicht belassen, um eine weitere Isolation zu erhalten. Der Zweck wurde zwar erreicht, aber das Gewicht des Wagens dadurch wesentlich erhöht. Neuerdings hat deshalb die Erbauerin die Eisenverkleidung im Innern auf ein Mindestmaß eingeschränkt. Die Agasot-Pappe wird in 5 mm Dicke unmittelbar als Bekleidung verwendet, und zwar für die Decke, die Seitenwände oberhalb der Fenster, die Böden der Betten, die Zwischenwände zwischen den Betten und die Seitenwände zwischen den Sitzbänken, soweit sie durch die Polsterung nicht verdeckt werden. Nur die Paneele zwischen den Fenstern werden mit dünnem Eisenblech von 1,6 mm Stärke eingedeckt.

Das Agasot hat den Vorteil, daß es leicht in jede beliebige Form gepreßt, mit Oelfarbe gut und dauerhaft abgedeckt werden kann und ein sehr geringes Gewicht hat. Durch Verwendung dieses Materiales wurde das Gewicht des Wagens von 66 auf 65 t heruntergebracht. Dagegen befürchtet der Oberingenieur der Pullman-Werke, daß die Feuersicherheit, wie bei der Mehrzahl dieser in den Vereinigten Staaten erzeugten Artikel, infolge chemischer Veränderung des Imprägnierstoffes unter dem Einfluß von Feuchtigkeit allmählich schwinden wird. Jedenfalls hält er auch diese Verkleidung für keine endgültige Lösung.

Die Sitzbänke sind ebenfalls vollständig aus gepreßtem Eisen hergestellt. Nur die Armlehnen, die Fensterbretter und die Fensterrahmen bestehen aus imprägniertem Holz, und zwar die beiden erstgenannten Teile deswegen, um das unangenehme Gefühl der Kälte, welches Eisen gegenüber der Berührung durch die Hand hervorruft, zu vermeiden, die Fensterrahmen deswegen, um sie bei später etwa eintretenden Formveränderungen der Seitenwände leicht und schnell nacharbeiten zu können.

Die Trennungswände für den Schlafabteil, Fig. 268, die Wasch- und Toilettenräume für Damen und Herren und die Spinde sind aus Eisenblech hergestellt, ebenso wie der größte Teil der Ausrüstung dieser Räume. Die Fußböden in den Gängen und den Wasch- und Toilettenräumen sind mit Linoleum belegt. Am Wagenende befindet sich noch ein besonderes Schlafabteil.

Heizung und Lüftung zeigen keine Abweichung von der

Fig. 271 bis 273. Privatwagen für den Vizepräsidenten der New York Central R. R.

Fig. 271.

Fig. 272.

Fig. 273. Aussichtsplattform.

normalen Bauart der hölzernen Pullman-Wagen. Die Glühlampen zur Beleuchtung werden durch Achsen-Dynamomaschinen gespeist.

Die Ausführung des Wagens ist bemerkenswert nicht allein wegen der sorgfältigen Durchbildung des Untergestelles und des Wagenkastengerippes, sondern auch wegen des Bestrebens, für die innere Ausrüstung ausschließlich feuerbeständige Stoffe zu verwenden und dem zerstörenden Einfluß der Feuchtigkeit namentlich an schwer zugänglichen Stellen mit allen Mitteln vorzubeugen. Wohl sind im Laufe der Zeit namentlich für die Innenbekleidung noch zahlreiche Verbesserungen angestrebt worden; aber im großen und ganzen ist dieser Wagen in seiner ersten Ausführung für alle späterhin von dieser Gesellschaft erbauten Wagen maßgebend geblieben. Er ist als Regel-Bauart für sämtliche Wagengattungen, nicht nur für Schlafwagen durchgebildet worden. Fig. 269 und 270 zeigen einen Aussichtswagen, Fig. 271 bis 273 den Privatwagen für den Vizepräsidenten der New York Central R. R.

Der Vergleich zwischen den entsprechenden Figuren zeigt die große Aehnlichkeit im Aufbau wie in der Anordnung der Einzelheiten der verschiedenen Wagen. Beachtenswert ist außerdem die ausgiebige Verwendung von Eisen für die Gegenstände der inneren Einrichtung, wie Fig. 270 und 272 erkennen lassen.

Der Wagen der Pullman-Gesellschaft bildet zusammen mit dem der Pennsylvania R. R. den Höhepunkt dessen, was bisher auf dem Gebiet eiserner Personenwagen in den Vereinigten Staaten von Amerika geleistet worden ist.

(Fortsetzung folgt.)

Untersuchungen über Wetterführung mittels Lutten.

Von Dr.-Ing. **Willy Arlt** in Essen a. d. Ruhr.

(Schluß von S. 1632)

Bei der ebenso ausführlichen Untersuchung der 206 mm-Leitung zeigten sich die gleichen Verhältnisse, jedoch mit der Einschränkung, daß die Krümmung auch der Kurven kleiner Rohrlänge verschwindend gering war, und daß die Kurven eines Büschels weniger auseinander liefen als die eines entsprechenden Büschels der 312 mm-Leitung.

Aus der veränderlichen Neigung der Kurven gleicher reduzierter Rohrlänge war zu schließen, daß sich das Zusatzglied $\varDelta l$ mit fallendem Düsendurchmesser Φ und sinkendem Ueberdruck $\varDelta p$ vergrößern würde. Daher wurde es auf dem oben (S. 1630) beschriebenen Wege hinsichtlich beider Leitungen für die 3,6 mm- und die 1,0 mm-Düse ermittelt, und zwar je für $\varDelta p = 6$ at und $\varDelta p = 1$ at Ueberdruck. Die in Zahlentafel 9 zusammengestellten Werte von $\varDelta l$ bestätigen die Richtigkeit der obigen Schlüsse und geben gleichzeitig Aufschluß über die Veränderlichkeit der Größen C_L.

Für die 91 mm-Leitung war für reduzierte Rohrlängen innerhalb der Grenzen rd. 20 m und rd. 125 m bei zwei Düsen und je sechs Ueberdrücken $\varDelta p$ das Glied $\varDelta l$ ermittelt worden. Es schwankte ohne ersichtliche Gesetzmäßigkeit zwischen 8 und 9 m und betrug im Mittel $\varDelta l_{91} = 8{,}54$ m.

Bedeuten nun a', b', c', d' Größen, die für je einen Leitungsdurchmesser unveränderliche Werte haben, und ist $\varDelta l = \varphi\,(\varDelta p, \Phi)$ eine Funktion von $\varDelta p$ und Φ, so lassen sich alle bisher gefundenen Ergebnisse für jede Leitung ausdrücken durch eine Gleichung von der Form

$$\log H = d' - c' \log\left(\frac{\varDelta p}{a'}\right) \log\left(\frac{\Phi}{b'}\right) - \frac{2}{\nu} \log\left[l_r + \varphi\,(\varDelta p, \Phi)\right]$$

$$= d' - c\,(-x)\,(-y) - \frac{2}{\nu} \log\left(l_r + \varDelta l\right) \quad (4),$$

wobei der Ausdruck

$$l_r + \varDelta l = L$$

der aus den Versuchen zur Bestimmung der reduzierten Rohrlängen bekannten ideellen Leitungslänge L' (vergl. Gl. (3)) (ohne Trichter) entspricht.

Verzichtet man einstweilen auf die Veränderlichkeit von $\varDelta l$ hinsichtlich verschiedener Werte von $\varDelta p$ und Φ, und nimmt für l_r nacheinander verschiedene feste Werte an, so stellt für jeden Leitungsdurchmesser die Gleichung (4) die auf die Hauptachse und die asymptotischen Linien als räumliche Koordinatenachsen bezogene Gleichung einer Schar von hyperbolischen Paraboloidflächen dar, deren Schema die Figur 24 andeutet, und deren jede einer bestimmten Rohrlänge l_r von solcher Größe entspricht, daß ihr gegenüber die Veränderlichkeit von $\varDelta l$ mit veränderlichem

Fig. 24.

Schema einer durch Gl. (4) bestimmten Paraboloidfläche (für $\varDelta l = \varphi\,(\varDelta p, \Phi) =$ konst.).

Zahlentafel 9.

Zusammenstellung der zusätzlichen Leitungslängen und der Längenkonstanten für die Grenzpunkte des Untersuchungsgebietes.

Bezeichnung	312 mm-Leitung					206 mm-Leitung				
Ueberdruck in der Düse $\varDelta p$ . . . at	1,01		5,95			1,01		5,95		
Düsendurchmesser Φ . . . mm (Nummer)	1,0 (6)	3,6 (19)	1,0 (6)	3,6 (19)		1,0 (6)	3,6 (19)	1,0 (6)	3,6 (19)	
Versuchsreihe	1	2	3	4	4' (Eichung)	1	2	3	4	4' (Eichung)
zusätzl. Leitungslänge $\varDelta l$ . . . m	82,53	40,02	46,65	32,87	32,70 [1]	23,29	21,16	21,49	20,78	20,35 [1]
Längenkonstante log C_L	2,4665	3,6039	3,2757	4,3607	4,3574	1,8987	3,0361	2,7079	3,7929	3,7800
Längenkonstante C_L	292,8	4017	1887	22947	22773	79,2	1087	510,4	6208	6026

[1]) des Vergleiches wegen bezogen auf die Leitung ohne Trichter.

Δp und Φ verschwindet. Die aus Zahlentafel 9 ersichtliche Veränderlichkeit von Δl läßt sich berücksichtigen durch eine Gleichung von der Form

$$\Delta l = \varphi(\Delta p, \Phi) = \delta + \gamma\, \Delta p^{\alpha}\, \Phi^{\beta} \qquad (4').$$

Hierbei haben nach den vergleichenden Versuchen an den drei Leitungen a', b', c', α und β die Eigenschaften wirklicher Konstanten, während d', δ und γ vom Leitungsdurchmesser abhängig sind. Die Auswertung der Konstanten, hinsichtlich deren rechnerischer Durchführung auf den ausführlichen Bericht verwiesen werden muß, führte zur folgenden, den Gleichungen (4) und (4') entsprechenden Schlußgleichung:

$$\begin{aligned}\log H &= 12{,}1119 + 3{,}172 \log \sqrt{D^2 - 775} \\ &- 0{,}1276\,(\log \Delta p - 16{,}6283)(\log \Phi - 8{,}2932) \\ &- \log\,[l_r + 0{,}0953\, D \\ &+ 10^{-17} D^{7,20}\, 6{,}440\, \Delta p^{-0,618}\, \Phi^{-1,251}]^{1,8034} \qquad (5)^{1)}.\end{aligned}$$

Nach dieser Gleichung wurden die »berechneten« Ueberdrücke h der Zahlentafeln 7 und 8 ermittelt, und zwar für die Leitung ohne Trichter. Für die Leitung mit Trichter wurden die reduzierten Rohrlängen l_r unabhängig von Δp und Φ verkürzt um 9,5 m ($D = 312$ mm) bezw. um 5,5 m ($D = 206$ mm). Der Einlauftrichter verringerte also die jeweilige Leitungslänge um rd. den 30 fachen Betrag des Leitungsdurchmessers.

Um die den Ueberdrücken H bezw. h entsprechenden Förderluftmengen ermitteln zu können, war der Ausflußexponent μ_r für jede der 7 gleichen Mündungen von 100 mm Dmr. und $F_r = 78{,}54$ qcm Querschnitt durch besondere Versuche bestimmt worden. Er schwankte zwischen den Grenzen 0,98 und 0,99 und hatte den Mittelwert $\mu_r = 0{,}986$.

Berücksichtigt man, daß alle Versuche bei einer mittleren Lufttemperatur $t = 20^0$ C und einem mittleren Barometerstande $b_{20} = 746{,}6$ mm Hg stattfanden, daß ferner die den Ausdrücken H zugrunde liegenden ursprünglichen Messungen h_z einen Höchstwert von 30 mm W.-S. ergeben (der Mittelwert für die beiden weiten Leitungen lag bei etwa 5 mm W.-S.), so kann man zur Berechnung der stündlichen Förderluftmengen die bekannten Ausflußformeln nach »Hütte« 20. Aufl. S. 361 Abs. 3 benutzen und erhält beim Einsetzen der entsprechenden Konstanten die Gleichung:

$$V_0 = \mu_r \mathfrak{F}_r\, 8{,}64 \sqrt{\frac{TH}{\frac{b_{20}}{738} 10^4 + h}} = 0{,}986 \cdot 78{,}54 \cdot 8{,}64 \sqrt{\frac{293\, H}{\frac{746{,}6}{738} 10^4 + 5}} = 113{,}82 \sqrt{H}.$$

Beim Einsetzen des für H gefundenen Ausdruckes geht sie über in:

$$\begin{aligned}V_0 = [\text{num} \log (8{,}1122 - 0{,}0638\,(\log \Delta p - 16{,}6283)\,(\log \Phi \\ - 8{,}2932))]\, \sqrt{D^2 - 775}^{\,1,586}\, (l_r + 0{,}0953\, D \\ + 10^{-17} D^{7,20}\, 6{,}440\, \Delta p^{-0,618}\, \Phi^{-1,251})^{-0,5417} \qquad (6).\end{aligned}$$

Setzt man zur Vereinfachung:

$$\text{num} \log (8{,}1122 - 0{,}0638 (\log \Delta p - 16{,}6283)(\log \Phi - 8{,}2632)) = B_1;$$
$$\sqrt{D^2 - 775}^{\,1,586} = B_2;\ 6{,}440\, \Delta p^{-0,618}\, \Phi^{-1,251} = A_1;$$
$$10^{-17} D^{7,20} = A_2;\ \ 0{,}0953\, D = A_3,$$

so kann man mit Rücksicht auf Gl. (6) schreiben:

$$\begin{aligned}V_0 &= B_1 B_2\, (l_r + (A_1 A_2 + A_3))^{-0,5417} \\ &= B_1 B_2\, (l_r + \Delta l)^{-0,5417} = B_1 B_2\, L^{-0,5417} \qquad (6\,\text{a}).\end{aligned}$$

1) Die Zahl $775 = 27{,}84^2$ berücksichtigt die Verkleinerung des Leitungseintrittsquerschnittes, die durch die Düsenverschraubung von 26,5 mm Schlüsselweite hervorgebracht wurde.

Kurventafel I bis III.

Gleichungen für die Berechnung: $V_0 = BC = B_1 B_2 C$; $C = L^{-0,5417}$;
$L = l_r + \Delta l = l_r + A_3 + A_2 A_1$.

Kurventafel Ia. Kurventafel Ib.

Kurventafel III.

1. Beispiel:

Gegeben: $D = 300$ mm, $\Phi = 2$ mm, $\Delta p = 4{,}5$ at, $l_r = 27{,}0$ m.
Gesucht: $V_0 = ?$ cbm/st.

Aus I wird abgegriffen . . . . $\Delta l = 36{,}0$ m,
man bildet . . . . $L = l_r + \Delta l = 27{,}0 + 36{,}0 = 63{,}0$ » ,
aus III wird abgegriffen . . . . $C = 0{,}1060$,
aus II wird abgegriffen . . . . $B = 7830$,
durch Multiplikation erhält man $V_0 = BC = 7830 \cdot 0{,}1060 = 830{,}0$ cbm/st.

2. Beispiel:

Gegeben: $D = 240$ mm, $\Phi = 1{,}0$ mm, $\Delta p = 4{,}0$ at, $V_0 = 500$ cbm/st
bezw. $V_0 = 400$ cbm/st.
Gesucht: $l_r = ?$ m.

Aus II wird abgegriffen . . . . $B = 2532$,
durch Division erhält man . . . . $C = \frac{V_0}{B} = \frac{500}{2532} = 0{,}1975$,
bezw. $\frac{V_0}{B} = \frac{400}{2532} = 0{,}1580$,
aus III wird abgegriffen . . . . . $L = 20{,}04$ m bezw. $L = 30{,}12$ m,
aus I wird abgegriffen . . . . $\Delta l = 26{,}69$ » ,
durch Subtraktion erhält man $l_r = L - \Delta l = 20{,}04 - 26{,}69 = -6{,}65$ » ,
bezw. $L - \Delta l = 30{,}12 - 26{,}69 = 3{,}43$ » .

(Die Aufgabe ist im ersten Falle physikalisch unlösbar, d. h. für die gegebenen Werte von D, Φ, Δp kann die Förderluftmenge nie den Wert $V_0 = 500$ cbm/st erreichen.)

Beschränkt man sich auf Leitungsdurchmesser $D < 250$ mm, Düsendurchmesser 1 mm $\leq \Phi \leq$ 4 mm, Ueberdrücke in der Düse 2 at $\leq \Delta p \leq$ 6 at, so lassen sich die Größen B_1 und Δl angenähert ausdrücken durch:

$$B_1 = 0{,}2111\,\Delta p^{0{,}510}\,\Phi^{1{,}026},$$
$$\Delta l = 0{,}112\,D.$$

Hierbei stimmen die angenäherten Werte B_1 mit den genauen völlig überein für $\Delta p = 3{,}5$ at, sowie für $\Phi = 2{,}0$ mm. Die an den Grenzpunkten des erwähnten Untersuchungsgebietes auftretenden größten Abweichungen betragen $\pm 1{,}1$ vH.

Kurventafel IIa.

Kurventafel IIb.

Die angenäherten Ausdrücke Δl weichen im äußersten Falle von den genauen ab um 1,7 m bei $D = 100$ mm und um 3,5 m bei $D = 250$ mm; für Werte $D > 250$ mm wachsen die Ungenauigkeiten sehr rasch und betragen z. B. bei $D = 300$ mm schon 23 m.

Für Gl. (6) läßt sich dann der einfachere Ausdruck setzen:

$$V_0 = 0{,}2111\,\Phi^{1{,}026}\,\Delta p^{0{,}510}\,\sqrt{D^2-775}^{\,1{,}586}\,(l_r + 0{,}112\,D)^{-0{,}542}.$$

Für Ueberschlagsrechnungen kann man daher unbedenklich die einfache Gleichung:

$$V_0 = \frac{0{,}211\,\Phi\sqrt{\Delta p}}{\sqrt{l_r + 0{,}11\,D}}\,(D^2 - 775)^{0{,}8} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

verwenden, von deren fünf Größen sich jede (D freilich nur näherungsweise) als explizite Funktion der vier andern ausdrücken läßt. Für genauere Berechnungen kommt aber nur Gl. (6) bezw. Gl. (6a) in Frage. Da hierbei gebrochene Exponenten eine beträchtliche Rolle spielen, ist die Verwendung von Hülfstafeln geboten. Führt man für das Produkt $B_1 B_2$ den Buchstaben B und für die Potenz von L den Buchstaben C ein, so erhält man die zusammengehörigen Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} V_0 &= BC = B_1 B_2 C \\ C &= L^{-0{,}5417} \\ L &= l_r + \Delta l = l_r + A_3 + A_2 A_1 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad (8),$$

nach denen die Kurventafeln I bis III entworfen sind.

Tafel Ia enthält als Abszissen die Ueberdrücke Δp, als Ordinaten die Ausdrücke A_1. Die Kurven stellen die Werte für unveränderliche Düsendurchmesser Φ dar.

In Tafel Ib sind die Ordinaten dieselben wie in Ia, dagegen entsprechen die Strahlen den verschiedenen Leitungsdurchmessern D, und die Abszissen sind ohne weiteres die zusätzlichen Rohrlängen Δl.

Tafel IIa und IIb ist genau so eingerichtet wie Ia und Ib; die Ordinaten entsprechen aber den Ausdrücken B_1, und die Abszissen von IIb sind ohne weiteres die Werte B bezw. $B \cdot 10^{-3}$.

Tafel III enthält als Abszissen die Werte L und als Ordinaten die Werte $C = L^{-0{,}5417}$. Die obere Kurve gilt für ideelle Rohrlängen $L = 12$ m bis 64 m, die untere für Werte $L = 60$ m bis 320 m.

Ein kleiner Teil der Tafel IIa und IIb ist in größerem Maßstabe wiederholt, um genauere Ablesungen zu ermöglichen.

Die Interpolation für Zwischenwerte von Φ kann nach Augenmaß erfolgen. Die Interpolation auf Zwischenwerte von D erfolgt mittels der »Konstruktionskurve«. Angenommen, der Leitungsdurchmesser $D = 220$ mm wäre nicht eingezeichnet. Man sucht auf der rechten senkrechten Skala von Ib (bezw. von IIb) die Zahl 220, geht wagerecht nach links bis zur »Konstruktionskurve«, von dieser senkrecht nach oben bis zur strichpunktierten »Nullinie« und findet als Schnittpunkt einen Punkt, durch den der Strahl für $D = 220$ mm geht. Bei Ib kann der Schnittpunkt des Strahles mit der Abszissenachse durch lineare Interpolation nach Augenmaß genügend genau gefunden werden. Die Verbindungsgerade beider Punkte ist der gesuchte Strahl. Bei IIb gehen alle Strahlen durch den Koordinatenanfang.

Die Benutzung der Tafeln zur Ermittlung der Förderluftmengen V_0 bezw. der reduzierten Leitungslängen l_r folgt unmittelbar aus den beiden angegebenen Beispielen. Wird eine der Größen Δp, Φ, D gesucht, für die ja immer nur ein runder Wert in Frage kommt, so berechnet man sie näherungsweise nach Gl. (7) und führt für den nächst höher gelegenen und nächst niedriger gelegenen abgerundeten Wert von Δp, Φ, D die genaue Durchrechnung nach Beispiel 1) aus, indem man V_0 als nicht gegeben betrachtet. Derjenige runde Wert der gesuchten Größe ist dann als der gewünschte anzusehen, für den das berechnete V_0 dem gegebenen am nächsten kommt.

Einen Ueberblick über die für praktische Fälle wichtige Druckluftersparnis bei Luttenbewetterung gegenüber der teilweise noch in Uebung befindlichen Wetterführung durch Ausströmenlassen von Druckluft vor Ort bietet die Zahlentafel 10 über die spezifische Fördermenge, die angibt, wieviel

Zahlentafel 10.

Zusammenstellung der spezifischen Fördermengen $\eta' = \frac{V_0}{V_0'}$.

Ueberdruck in der Düse		$\Delta p = 2{,}0$ at			$\Delta p = 3{,}5$ at			$\Delta p = 6{,}0$ at		
Leitungsdurchmesser	Düsendurchmesser	Rohrlänge l_r in m:			Rohrlänge l_r in m:			Rohrlänge l_r in m:		
		10	50	100	10	50	100	10	50	100
$D = 100$ mm	$\Phi = 1$ mm	53,4	29,1	21,0	48,0	26,1	18,8	41,1	22,4	16,1
»	2 »	28,4	15,5	11,2	25,1	13,6	9,8	21,1	11,4	8,8
»	4 »	14,8	8,1	5,8	13,0	7,1	5,1	10,8	5,9	4,2
$D = 200$ mm	$\Phi = 1$ mm	131,8	82,2	63,0	119,4	75,7	56,4	102,0	64,3	48,2
»	2 »	70,7	44,7	33,4	62,7	39,5	29,5	52,5	33,1	24,7
»	4 »	37,4	23,6	17,6	32,7	20,6	15,8	27,3	17,1	12,8
$D = 300$ mm	$\Phi = 1$ mm	167,2	129,2	105,3	159,5	120,5	96,7	143,2	105,9	83,9
»	2 »	103,1	75,0	59,3	93,8	67,4	52,8	81,2	57,4	44,6
»	4 »	58,1	40,8	31,8	51,7	36,0	27,9	43,6	30,0	23,3

cbm Förderluft im gegebenen Falle bei 1 cbm Antriebluft (bezogen auf gleichen Zustand hinsichtlich Druck und Temperatur wie die Förderluft) durch die Lutte fließen.

Zusammenfassung.

Nach Bemerkungen über das Wesen der Luttenbewetterung und die bei dieser Art der Wetterführung üblichen Betriebsverhältnisse werden die aufzuklärenden Punkte zusammengestellt. Dann wird die durch Fig. 2 bis 8 erläuterte Versuchseinrichtung beschrieben und der Gang eines Versuches geschildert. Die zylindrische Form der Druckluftdüsen, Fig. 9 und 10, wird begründet und das bei ihrer Eichung angewendete Verfahren erläutert, sowie die aus den Eichungsergebnissen (Zahlentafel 1) abgeleitete Eichungsgleichung Gl. (1) angeführt. Es folgen Versuche, um den Einfluß der Düsenstellung gegenüber dem Luttenrohre zu ermitteln. Nach den durch die Zahlentafeln 2 und 3 und die Figuren 11 bis 19 belegten Versuchsergebnissen erzielt man bei axialer Anordnung der Düse die größte Förderluftmenge, wenn sich die Düsenmündung innerhalb des Rohres und etwa um 3/4 Leitungsdurchmesser vom Eintrittsquerschnitt entfernt befindet. Geringe Abweichungen von dieser Stellung sind zulässig. Auch kann man, ohne die Wirkung wesentlich zu beeinträchtigen, die Düsenmündung (z. B. bei Nachbläsern) ganz in die Wand der Lutte legen, wenn man die Düsenachse entsprechend schräg anordnet. Weiter werden die Versuche zur Bestimmung der Widerstandsgrößen des Leitungskopfes und der in ihm vorgesehenen Mündungen besprochen und für eine (312 mm-)Leitung durch Zahlentafel 4 und Fig. 20 näher erläutert, während sämtliche bei der Untersuchung dieser und einer engeren (206 mm-)Leitung gefundenen Ergebnisse in Zahlentafel 5 und 6 zusammengestellt sind. Für zwei Sonderfälle wird die Abhängigkeit der Förderluftmenge von der Rohrlänge festgestellt (Gl. (3') und (3)), und nachgewiesen, daß man durch geeignete Formgebung des Lutteneintrittsendes die wirksame Leitungslänge um den 30fachen Betrag des Leitungsdurchmessers verkleinern kann. Inbetreff der Abhängigkeit der Förderluftmenge vom Ueberdruck in der Düse, vom Düsendurchmesser und von der Leitungslänge wird an Hand der Zahlentafeln 7 und 8 und der Figuren 22 und 23 über die Versuche an einer 312 mm-Leitung berichtet, und Versuchsergebnisse für eine 206 mm- und eine 91 mm-Leitung mitgeteilt. Hierauf wird eine allen gefundenen Beziehungen Rechnung tragende Gleichung (Gl. (6)) aufgestellt, aus der eine für überschlägliche Ermittlungen geeignete Gleichung (Gl. (7)) abgeleitet wird. Dann wird eine Erläuterung zu drei auf Gl. (6) beruhenden Kurventafeln I bis III gegeben, durch die die gesuchten Größen ermittelt werden können. Schließlich gibt Zahlentafel 10 Aufschluß über die Drucklufterspamis bei dieser Art der Wetterführung gegenüber der durch Ausströmenlassen von Druckluft vor Ort.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 8. Juli 1912.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 19. Juni 1912,
Vorsitzender: Hr. Voigt. Schriftführer: Hr. Fischer.
Anwesend 18 Mitglieder und 2 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes A. Schulte, dessen Andenken die Versammlung durch Erheben von den Sitzen ehrt.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. Arnhold berichtet aus der Zeitschriftenschau über geschleuderte Stahlbetonmasten und Schleuderröhren sowie über Rohölheizung.

Eingegangen 16. Juli 1912.

Breslauer Bezirksverein.

Am 1. Juli 1912 wurden die Mühle, die Mineralwasserfabrik und die Brotfabrik des Breslauer Konsumvereines besichtigt.

Hr. Direktor Welck sprach über die Herstellung des Vollkornmehles.

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f.

Eingegangen 22. Juli 1912.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 17. April 1912.
Vorsitzender: Hr. Ax. Schriftführer: Hr. Reutlinger.
Anwesend 55 Mitglieder und 14 Gäste.

Hr. Reutlinger berichtet über die Illustrierten Technischen Wörterbücher.

Hr. Schiefer spricht über die Herstellung der Kugel- und Rollenlager und ihre Verwendung in der Praxis.

Hr. Missong spricht über die zukünftige Wärmeausnutzung der Brennstoffe für Heiz- und Kochzwecke, Beleuchtung und Krafterzeugung.

Eingegangen 11. Juli 1912.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 20. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Eglinger. Schriftführer: Hr. Walder.
Anwesend 28 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Wenger spricht über neuere Elektra-Turbinen. Der Vortragende behandelt hauptsächlich die kleineren Turbinenbauarten, beweist an der Hand sorgfältig zusammengestellter Zahlen, wie wirtschaftlich diese Maschinen insbesondere bei Verwertung des Abdampfes arbeiten, und zeigt an

den Beispielen ausgeführter Anlagen die vielseitige Verwendungsmöglichkeit der Turbinen.

Eingegangen 24. Juli und 16. August 1912.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Benjamin.

Anwesend 83 Mitglieder und 16 Gäste.

Hr. A. Böttcher spricht über:

neue Apparate für die Betriebskontrolle von Dampfmaschinen, Dampfturbinen und Verbrennungskraftmaschinen [1]).

Betriebsmaschinen werden nach verschiedenen Gesichtspunkten untersucht, je nachdem es sich um Abnahmeversuche oder um Betriebsüberwachung handelt. Für die Abnahme sind die Versuchsgrundlagen in den Normen des V. d. I. festgelegt, welche als wesentlich eine gleichbleibende, meistens normale Belastung der betreffenden Maschine und eine dem Versuche vorausgehende Instandsetzung wesentlicher Teile vorschreiben. Demgegenüber verlangt eine gründliche Betriebsüberwachung Aufschluß darüber, wie sich eine Maschine unter den jeweiligen Betriebsverhältnissen, in keiner Weise durch künstliche Mittel beeinflußt, verhält, wobei es sich dann nicht um Stichproben, sondern um eine durchlaufende Ueberwachung handelt. Die bisher bekannten Vorrichtungen reichen für die Zwecke einer solchen Ueberwachung nicht aus; betrachtet man die, übrigens durchaus nicht überall geführten Maschinenjournale, so findet man meist nur die in stündlichen Zeitabschnitten abgelesenen Manometer- und Thermometerstände, bei elektrischen Kraftwerken noch die Schalttafel- und Zählerangaben. Diese Aufzeichnungen genügen nicht, dem Betriebsleiter ein erschöpfendes Bild der Arbeitsverhältnisse seiner Betriebsmaschinen zu geben, wie er es für die wirtschaftliche Gestaltung des Betriebes gebraucht.

Zwei Meßgeräte, welche vom Vortragenden konstruiert sind, und deren Fabrikation in die Hände der H. Maihak A.-G. gelegt ist, sind dazu bestimmt, die fühlbare Lücke auszufüllen.

1) Der Leistungszähler.

Ueber dieses Meßgerät ist in Z. 1910 S. 1233 berichtet worden.

Der Leistungszähler hat sich in der Praxis bewährt. Hervorzuheben sind Betriebsversuche an Dampfmaschinen mit stark veränderlichem Diagramm und vor allem aber auch an Verbrennungskraftmaschinen, die ohne den Leistungszähler überhaupt nicht hätten vorgenommen werden können. Weil der Zähler jedes einzelne Diagramm zählt, spielen die größten Abweichungen der einzelnen Diagramme untereinander keine Rolle; dabei bewältigt der Zähler eine Rechenarbeit, die sich mit dem bisher üblichen Indizier- und Planimetrierverfahren allein für einen einzigen Versuch über Jahre erstrecken würde.

Dauerversuche von besonderm Interesse sind mit dem Zähler seitens des Eisenbahn-Zentralamtes in Berlin an Schnellzuglokomotiven auf der Strecke Berlin-Hannover vorgenommen worden. Das Ergebnis dieser Versuche hat derart befriedigt, daß der Zähler mit elektrischer Fernübertragung weiter ausgebildet wurde.

2) Aufzeichnender Belastungsanzeiger.

In vielen Fällen braucht man gar nicht das genaue Ergebnis des Leistungszählers, sondern will nur ein Bild von den Belastungsverhältnissen einer Maschine haben. Dieses soll dann allerdings ein möglichst umfassendes Bild sein, und das soll die zweite Vorrichtung, der aufzeichnende Belastungsanzeiger entwerfen. Er beruht darauf, daß die Reglerstellung der Maschine dem jeweiligen Belastungszustand entspricht; in der tiefsten Stellung liegt Vollbelastung vor, der höchsten Stellung entspricht der Leerlauf. Bei Maschinen ohne besondern Regler (Schiffsmaschinen, Lokomotiven usw.) würde die Kulissenstellung ein Bild des Belastungszustandes geben. So einfach der Grundgedanke ist, so stellten sich der Ausführung dennoch erhebliche Schwierigkeiten entgegen, die darin bestanden, die Schwingungen um die jeweilige Mittellage, die durch die Rückwirkung der Steuerung bedingt sind, von dem Schreibstift des Meßgerätes fernzuhalten. Nach längeren Studien und Versuchen ist es gelungen, eine brauchbare Lösung in der Vereinigung eines Massenpendels mit besonders eingestellten Federn zu finden, Fig. 1. *c* ist ein Massenpendel, welches derart aufgehängt ist, daß es im indifferenten Gleichgewichte schwingt. Zwei Aufhängefedern *b* verbinden das Pendel mit dem Antriebhebel *a*, der unmittelbar mit der Reglerhülse verbunden ist; die Federn sind so eingestellt, daß sie das Gewicht des Pendels vollständig aufnehmen; dadurch wird die Zapfenreibung dieses Pendels aufgehoben. *d* ist der Schreibstift, *h* die Stützplatte für das Uhrwerk des Papierstreifens, *f* die schützende Glashülse, *g* der abnehmbare Schutzdeckel.

Fig. 1. Aufzeichnender Belastungsanzeiger.

Damit Resonanzerscheinungen zwischen dem Antriebhebel und dem Pendel, die sehr störend wirken würden, aufgehoben werden, kann der untere Aufhängepunkt der Federn radial gegen die Pendelachse verstellt werden. Falls an einer Maschine keine Schwingungen um die augenblickliche Mittel-

Fig. 2. Dampfturbine.

Fig. 3. Kolbendampfmaschine.

Fig. 4. Dieselmaschine.

---

[1]) Vergl. Z. 1910 S. 1233.

lage des Pendels zu befürchten sind, z. B. bei Kulissen der Schiffsmaschinen und bei Lokomotiven, können das Massenpendel und die Federn herausgenommen und durch ein einfaches Gelenkparallelogramm von geringer Masse ersetzt werden. Die jeweilige Stellung des Pendels, welche bei vorhandenen Schwingungen genau der betreffenden Mittellage der Reglerhülse, im übrigen genau der augenblicklichen Stellung der Hülse entspricht, wird durch einen Schreibstift auf eine Trommel *e* übertragen, welche entweder mit zwölf- oder vierundzwanzigstündigem Umlauf ausgeführt ist.

Der Anzeiger zeichnet die Belastungskurve einer Maschine durchlaufend auf, einerlei ob Dampfmaschine, Dampfturbine, Verbrennungsmaschine, Wasserturbine u. dergl., er gibt daher in bisher nie erreichter Weise ein vollkommenes Bild der Belastungs-Schwankungen, der Leistungsreserve, sowie der Beanspruchung der Maschine kurz vor und kurz nach Arbeitspausen; ferner verzeichnet er jede vorkommende Betriebstörung und deren Dauer. Für Garantie-Versuche, für welche die Vereinsnormen eine gleichbleibende Belastung vorschreiben, ermöglicht der Anzeiger, den Beweis zu erbringen, daß während eines Versuches tatsächlich die Belastung gleichgeblieben ist, wodurch er zu einem unentbehrlichen Hülfsmittel für solche Versuche wird.

In Fig. 2 bis 4 sind Diagramme wiedergegeben, welche von einer Dampfturbine, einer Dampfmaschine und einer Dieselmaschine herrühren; die obere Grenzlinie entspricht der Vollast, die untere dem Leerlauf. Die Diagramme geben darüber Aufschluß, wie der Belastungszustand der Maschine beurteilt werden muß; über die wichtige Frage der vorhandenen Leistungsreserve gibt die Fläche zwischen Belastungskurve und Vollast Aufschluß. Wird ein Maschinenjournal durch Diagramme der vorliegenden Art ergänzt, so erhält der Betriebsleiter ein klares Bild von dem Zustand seiner Betriebsmaschine. Es ist die Frage aufzuwerfen, ob der Anzeiger nicht zweckmäßig mit aufzeichnendem Manometer für die Einlaßspannung und aufzeichnendem Vakuummeter für die Kondensatorspannung ausgerüstet werden sollte. Für manche Zwecke wäre diese Ergänzung allerdings vorzuziehen, sie ist im allgemeinen aber überflüssig, weil der Vergleich der verschiedenen Tagesdiagramme miteinander sofort auf die Ursachen führt, welche die angezeigte tiefe Reglerstellung herbeigefüht haben.

Hr. P. Karstens macht Mitteilungen über das bei Husum geplante Flutwerk.

Eingegangen 15. Juli 1912.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 27. Juni 1912.
Vorsitzender: Hr. Schulte.
Anwesend 25 Mitglieder und Gäste.

Hr. Staudinger berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1].

Hr. Schulte macht Mitteilungen über seine Reise nach Amerika und den internationalen Schiffahrtskongreß in Philadelphia.

[1] s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f.

Eingegangen 8. Juli 1912.

Kölner Bezirksverein.

Am 22. Mai wurden das Eisen- und Stahlwerk Klettenberg und die Brotfabrik von Heinr. Herrmann besichtigt.

Sitzung vom 12. Juni 1912.
Vorsitzender: Hr. Esser. Schriftführer: Hr. Jackschath.
Anwesend 22 Mitglieder und 2 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes L. Bardenheuer, zu dessen Ehren sich die Versammelten von ihren Sitzen erheben.

Hr. Karau macht Mitteilungen über die Entwicklung und gegenwärtige Stärke des Vereines Deutscher Chemiker, über die Zeitschrift für angewandte Chemie und über den Verlauf der Jubiläumssitzung in Freiburg. Er geht näher ein auf den Vortrag des Hrn. Hempel über allgemeine Gesichtspunkte der chemischen Technik und berichtet über die beiden Vorträge »Ueber den künstlichen Kautschuk vom wissenschaftlichen Standpunkt« von C. Harries und »Der synthetische Kautschuk vom Standpunkte der Technik« von F. Hofmann.

Eingegangen 8. Juli 1912.

Mosel-Bezirksverein.

Sitzung vom 15. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Brennecke. Schriftführer: Hr. Weber.
Anwesend 49 Mitglieder und Gäste.

Hr. F. von Hammel aus Berlin (Gast) spricht über neuere Anlagen zur Förderung von Wasser und Luft mit besonderer Berücksichtigung der verlustfreien Regelung.

Eingegangen 15. Juli 1912.

Ruhr-Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Juni 1912 in Duisburg.
Vorsitzender: Hr. Mathée. Schriftführer: Hr. Bilger.
Anwesend 45 Mitglieder und Gäste.

Hr. Oberingenieur Els erläutert die Konstruktion des in Betrieb befindlichen, vierzylindrigen 480 PS-Dieselmotors, der die Anlagen der Gesellschaft für Teerverwertung in Duisburg antreibt. Dieses Werk wird besichtigt.

Vorher spricht Hr. Direktor Dr. Weißgerber über Teerverwertung. Der Redner behandelt die aus dem Rohprodukt, dem bei der Koksgewinnung abfallenden Steinkohlenteer, gewonnenen Erzeugnisse: Leichtöl, Mittelöl, Schweröl, Anthrazenöl und Pech. Mit Ausnahme des letzten werden die Oele weiter verarbeitet. Eine Mischung des Mittelöles und Schweröles wird als Treiböl verwendet und für Dieselmaschinen benutzt.

Der Vortragende benutzt dabei die folgende Uebersicht:

Steinkohlenteer
ergibt:

1) als Destillat rd. 45 vH
- Leichtöl (1 bis 2 vH) mit Ammoniakwasser (4 bis 5 vH) destilliert und gereinigt
  - Ammoniak → Ammonsulfat → Düngemittel rd. 0.3 vH
  - Benzol, Toluol, Solv.-Naphtha → Teerfarbenfabrikation rd. 1 vH; für Lösezwecke rd. 0,5 vH
- Mittelöl (8 bis 10 vH) destilliert und Schweröl (6 bis 10 vH) destilliert
  - Naphthalinöl
    - Naphthalin → Teerfarbenfabrikation rd. 5 vH
    - Naphthalinöl auskristallisiert → Imprägnieröl
  - Waschöl → in der Kokerei
  - (Imprägnieröl und in der Kokerei zusammen: rd. 30 vH)
- Anthrazenöl (16 bis 20 vH) auskristallisiert und geschleudert
  - Anthrazenöl filtriert → Imprägnieröl
  - Rohanthrazen → Teerfarbenfabrikation rd. 5 vH

2) als Rückstand rd. 50 vH
- Pech → zur Brikettbereitung, Asphaltierung und Dachpappendarstellung

---

Bücherschau.

Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin. Heft 1. Das Versuchsfeld und seine Einrichtungen. Untersuchung einer Drehbank mit Riemenantrieb. Von Dr.-Ing. G. Schlesinger, Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin. Berlin 1912, Julius Springer. 26 S. mit 46 Fig. Preis 1,60 ℳ.

Man darf wohl annehmen, daß alle, die die hervorragende Einrichtung des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin kennen, mit einer gewissen Spannung den dort angestellten Untersuchungen entgegensahen. Ihre Erwartungen sind schon durch den ersten Bericht in weitgehendem Maße erfüllt worden.

Das Heft bringt zunächst in einem Vorbericht eine eingehende Beschreibung der Einrichtung der Versuchsanstalt. Es ist unumwunden anzuerkennen, daß hier ein einheitliches, umfassendes, weitsichtig und großzügig angeordnetes Ganzes geschaffen worden ist. Die zahlreichen Figuren lassen erkennen, wie sorgfältig auf äußerste Raumausnutzung Bedacht genommen wurde.

Auch die Absicht des Verfassers, zur Untersuchung nach Möglichkeit von der Industrie entliehene Maschinen zu verwenden, kann nur gebilligt werden; denn bei der heutigen schnellen Folge der Konstruktionen ist eine Maschine so schnell veraltet, daß ein Laboratorium mit nur eigenen Maschinen schon mit Rücksicht auf die zur Verfügung stehenden Mittel sehr bald in Rückstand geraten muß.

Der dann folgende erste Fachbericht enthält die eingehende Untersuchung einer Stufenscheibendrehbank von 210 mm Spitzenhöhe und 1000 mm Spitzenweite. Er gliedert sich in zwei Teile, deren erster die Untersuchung der ruhenden Bank, vor allem also die Genauigkeit der Herstellung zum Gegenstande hat, während sich der zweite mit der arbeitenden Bank beschäftigt.

Der Verfasser bemerkt mit Recht in der Einleitung zu diesem Abschnitt, daß beide Teile von hoher Bedeutung für die Praxis sein werden; der erste vor allem für den Betriebsleiter, der die Maschinen seiner Werkstatt von Zeit zu Zeit auf ihre Genauigkeit prüfen will, der zweite Teil, der sich mit Wirkungsgrad und Leistungsverbrauch beschäftigt, naturgemäß für alle Fachleute.

Beide Gruppen von Untersuchungen sind mit größter Sorgfalt vorgenommen und die Ergebnisse nach allen Richtungen hin ausgewertet worden. So stellt sich gleich zu Anfang bei der Untersuchung des Drehbankbettes die überraschende Tatsache heraus, daß es sich unter dem Stahldruck im wesentlichen nach oben, nicht nach unten durchbiegt.

Die bei dieser Genauigkeitsprüfung neben den gefundenen Abweichungen meist angegebenen zulässigen Höchstwerte der Fehler werden manchem Betriebsleiter erwünscht sein.

Bei der Untersuchung der Drehbank im Betriebe erwiesen sich trotz der umfassenden Vorstudien, deren Quellen dankenswerterweise vielfach angeführt sind, und trotz der sinnreichen Anordnung die Versuchseinrichtungen stellenweise im Laufe der Arbeiten als noch nicht unbedingt ausreichend. Es ist aber durchaus richtig vom Verfasser, trotzdem die Ergebnisse ausführlich mitzuteilen, um auf die Fehlermöglichkeiten hinzuweisen, für die er zum Teil auch schon den Weg, sie zu vermeiden, andeutet.

Der zweite Teil bringt zunächst die Bestimmung des Wirkungsgrades der Maschine durch Abbremsen und dann die Versuche zum Messen des Arbeitsverbrauches beim Spanabheben. Die sehr bemerkenswerten Ergebnisse der Bremsversuche sind, für eine Versuchsreihe wenigstens, in Kurvenscharen dargestellt. Die angegebenen Höchstwerte für den Wirkungsgrad von 75 bis 80 vH lassen einen Schluß auf den vermutlichen Wirkungsgrad unserer heute so bevorzugten Räderkasten mit 6 und mehr Uebersetzungen zu.

Ein verhältnismäßig geringer Raum ist dem letzten Teil, den eigentlichen Schnittversuchen, gewidmet. Auch für diese Gruppe sind von einer Versuchsreihe die Zahlenergebnisse auf einer Tafel zusammengestellt.

Es ist nicht zu bezweifeln, daß solche gründliche und umfassende Untersuchungen geeignet sind, manche noch ungelöste Frage auf dem Gebiet der Werkzeugmaschinen zu klären, und es ist ein Verdienst des Verfassers, ohne sich allzusehr auf frühere, unvollständige und unter andern wirtschaftlichen Verhältnissen vorgenommene Versuche zu stützen, bahnbrechend und richtungweisend vorgegangen zu sein.

Dem Werkzeugmaschinenfachmann aber werden diese Seiten viel Anregendes, Bemerkenswertes und Neues bringen.

Nickel.

Handbuch der bautechnischen Gesteinsprüfung. Für Beamte der Materialprüfungsanstalten und Baubehörden, Steinbruchingenieure, Architekten und Bauingenieure sowie für Studierende der Technischen Hochschulen. Von Prof. Dr. J. Hirschwald, Geheimer Regierungsrat, Vorsteher des Mineralog.-geolog. Instituts der Kgl. Technischen Hochschule Berlin. Bd. II. 535 S. mit 7 Tafeln in Buntdruck und zahlreichen zum Teil farbigen Textfiguren. Berlin 1911, Gebrüder Borntraeger. Preis 32 ℳ.

Der soeben erschienene zweite Band des Handbuches, dessen erster Band bereits in Nr. 18 des laufenden Jahrganges der Zeitschrift besprochen worden ist, hat wörtlich dasselbe Vorwort wie der erste Band und bildet eine Fortsetzung desselben, beginnend mit S. 388, wo von der chemischen Zusammensetzung der Sandsteine und ihrer Prüfung die Rede ist. Im zweiten Bande wird ferner in den Kapiteln 32 bis 90 mit vielen Unterabteilungen der Schluß des sechsten Teiles, die Prüfungsmethoden der Sandsteine, erörtert. Es schließen sich an: Teil VII: Grauwacken und ihre Prüfung, VIII: Kalksteine, Dolomite und Marmorarten, IX: Dachschiefer und Tonschiefer, X: Granite, XI: Gneise, Glimmerschiefer und verwandte Gesteine, XII: Syenite, Diorite, Diabase und verwandte Gesteine, XIII: Porphyre, XIV: Trachyte, Rhyolite und Andesite, XV: Basalte und Basaltlaven, XVI: Schalsteine, XVII: vulkanische Tuffe. Den Abschnitten XVIII bis XXI, die sich mit Sandstein-, Grauwacken-, Kalkstein- und Dachschiefer-Untersuchungen im besondern beschäftigen, ist eine tabellarische Zusammenstellung planmäßiger Untersuchungen natürlicher Bausteine auf ihre Wetterbeständigkeit vorangestellt.

Bei Besprechung des ersten Teiles des Buches habe ich bereits auf einige Schwächen der Vorschläge, betreffend die mechanische Ausführung der Prüfungen, hingewiesen; der zweite Band fordert die Kritik fast noch mehr heraus als der erste. Innerhalb des engen Rahmens dieser Zeitschrift, die den Interessen des Ingenieurberufes dient, ist es nicht möglich, die Vorzüge und Nachteile der Verfahren des Verfassers eingehend zu würdigen. Da aber das Handbuch nach seinem Titel auch für Ingenieure bestimmt ist, dürfte es doch angebracht sein, auf die großen Uebelstände hinzuweisen, die sich aus leicht möglichen Irrtümern bei der Anwendung der Hirschwaldschen Formeln zur Beurteilung der Wetterbeständigkeit der Gesteine ergeben können. Der Verfasser hat versucht, im Teil XVIII bis XXI seines Buches an Beispielen zu erläutern, wie er sich die Nutzanwendung seiner Verfahren in den Fällen denkt, in denen ihm der Steinbruch und ein aus dem Material des Bruches hergestelltes älteres Bauwerk bekannt war. Diese Hülfsmittel haben es ihm erleichtert, auf dem Wege des Rückschlusses aus der Verwitterung des Gesteines eines Bauwerkes, dessen Alter wenigstens annähernd bekannt ist, zu denjenigen Koeffizienten zu kommen, die ihm helfen, das Gestein in eine bestimmte Verwitterungsklasse einzureihen. Da aber, wo solche Beispiele nicht vorliegen, begegnet die Anwendung des Hirschwaldschen Verfahrens und die zuverlässige, unabänderliche und jederzeit an jeder Stelle gleichmäßig mögliche Gewinnung seiner Koeffizienten ganz beträchtlichen Schwierigkeiten.

Ein Beispiel möge das erläutern.

Im Kapitel 64 schildert Hirschwald unter der Ueberschrift »Spezielle Prüfungsmethoden« die Bestimmung der Verwitterungstypen des Feldspats in den kristallinischen Silikatgesteinen und erläutert die verschiedenen Verwitte-

rungserscheinungen der Feldspate, denen er grundlegende Bedeutung für die Beurteilung des Wetterbeständigkeitsgrades der Granite und der übrigen kristallinischen Silikatgesteine beimißt.

Zur Kennzeichnung der Verwitterungstypen hat Hirschwald für die Umwandlungserscheinungen des Gesteines folgende Zeichen eingeführt:

h homogene Interferenzfarbe der Feldspatsubstanz im polarisierten Licht;
a_{1-5} Aggregatpolarisation;
t_{1-5} Trübung durch Ausscheidung von Verwitterungsprodukten (Kaolin, Eisenocker usw.);
zt_{1-5} zonale Trübung, desgl.;
ct_{1-5} zentrale Trübung, desgl.;
s_{1-5} Spaltrisse;
sp_{1-5} unregelmäßige Sprünge (kataklastische Struktur);
z_{1-5} zellige Höhlungen bezw. Poren.

Die Indizes 1 bis 5 sollen folgende Unterscheidungen kennzeichnen:

1 in Spuren;
2 spärlich bezw. schwach;
3 ziemlich reichlich bezw. ziemlich stark;
4 reichlich bezw. stark (für t: sehr stark);
5 sehr reichlich bezw. sehr stark (für t: vollständig trübe).

Nach der mikroskopischen Beschaffenheit des Feldspats unterscheidet Hirschwald außerdem 7 Verwitterungstypen, die mit römischen Ziffern bezeichnet sind und die bis zu 6 Unterklassen haben, nämlich:

Type I_1 ohne Spaltrisse und Poren;
» I_2 ziemlich reichliche Spaltrisse ohne Poren;
» I_2 ohne Spaltrisse mit ziemlich reichlichen Poren;
» I_3 ziemlich reichliche Spaltrisse und Poren;
» I_4 sehr reichliche Spaltrisse ohne Poren;
» I_5 ohne beträchtliche Spaltrisse mit sehr reichlichen Poren;
» I_6 sehr reichliche Spaltrisse und Poren.

Man mache sich nun klar, wie verschieden mehrere Beobachter diese Dinge beurteilen können, selbst wenn ihnen dasselbe mikroskopische Bild, von dem Hirschwald Musterbeispiele angibt, zur Beurteilung vorliegt, und wie groß die Unterschiede notwendigerweise werden müssen, wenn verschiedenen Beobachtern verschiedene Dünnschliffe desselben Gesteines vorliegen! Man wird unschwer erkennen, daß es keiner wesentlichen Schätzungsfehler bedarf, um zu ganz erheblich abweichenden Einschätzungen in Hirschwalds Qualitätsklassen zu kommen. Das leuchtet schon ein, wenn man zwei seiner für Granit noch ziemlich einfach lautenden Formeln miteinander vergleicht (für die Sedimentgesteine sind die Formeln beträchtlich umfangreicher).

Granit von Schreiberhau.

Typ. IIIb $Q_4 f(s_4\, t_{4-5}\, a_5)\, gl_{2-3}$. — Qualitätsklasse: IV.

Granit von (vom?) Zobten.

Typ. V $Q_{1-2} f(s_4\, t_1\, h)\, gl_1$. — Qualitätsklasse: I.

Q bezieht sich auf die morphologische Ausbildung des Quarzes (5 Typen mit 3 Unterklassen), und der Index 1 bis 5 an Q deutet das quantitative Verhältnis von Quarz zum Feldspat an. Die Formel $f(s_1\, t_{4-5}\, a_5)$ bezieht sich, wie vorn angegeben, auf die Verwitterungsgrade des Feldspats und das Zeichen gl_2 und gl_3 auf das Mengenverhältnis des Glimmers.

Alles geschätzt, nur nach dem Bilde beurteilt! Bis der Gegenbeweis erbracht ist, halte ich es nicht für möglich, auf diese Weise an verschiedenen Stellen oder unter Verwendung verschiedener Beobachter zu gleichmäßiger Beurteilung der Verwitterbarkeit der Gesteine zu kommen. Es ist im Gegenteil zu befürchten, daß beträchtliche Irrtümer unterlaufen und daß diese Irrtümer zu einer Verkennung der Eigenschaften nutzbarer Gesteine unseres Vaterlandes führen können, die der Industrie und der Fortentwicklung unseres heimischen, ohnehin schwer bedrängten Steingewerbes sehr hinderlich werden kann. Es wird erheblicher Anstrengungen bedürfen, um die Hirschwaldschen Verfahren auf ein praktisch verwertbares Maß zurückzuführen, und das wird nicht an einer Stelle geschehen können, sondern man wird dazu eine ganze Reihe von Beobachtern heranziehen und deren Erfahrungen austauschen müssen. Gary.

Lehrbuch der Differential-Gleichungen. Von A. R. Forsyth. Mit den Auflösungen der Aufgaben von H. Maser. Zweite autorisierte Auflage. Nach der dritten des englischen Originals besorgt und mit einem Anhang von Zusätzen versehen von Walter Jacobsthal. XXII und 920 S. gr. 8°. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. Preis 20 *M*.

Das Forsythsche Lehrbuch der Differentialgleichungen hat sich gerade in den Kreisen der Physiker und der theoretisch arbeitenden Techniker seit langer Zeit einen festen Platz erobert, den es der Fülle praktischer Integrationsverfahren und der großen Anzahl vollständig durchgerechneter Beispiele verdankt. Ein Beweis dafür ist, daß es mehrere Jahre vergriffen war, und dieser Umstand wurde namentlich in den genannten Kreisen als ein großer Mangel empfunden. Bei den »reinen« Mathematikern dagegen war das (von Maser ins Deutsche übersetzte) Buch weniger angesehen, weil häufig die nötige Strenge und vor allen Dingen eine einheitliche Theorie vermißt wurde, unter die sich oft zahllose Einzelfälle hätten vereinigen lassen.

Schon die dritte Auflage des englischen Originales enthält aber viele Verbesserungen nach dieser Richtung, und der Herausgeber der zweiten deutschen Auflage hat dem erwähnten Uebelstande des Buches weiter abzuhelfen gesucht, indem er einen mehr als acht Bogen umfassenden Anhang von 94 Zusätzen hinzufügte. Eine vollständige Umarbeitung war ihm leider vom Verfasser versagt worden. In diesem Anhange soll einerseits eine Brücke geschlagen werden von der mehr praktischen Eigenart des Buches zu der neueren funktionentheoretischen Auffassungsweise, anderseits werden Gegenstände erörtert, die im Buche selbst nicht behandelt oder doch nur angedeutet sind. Dadurch will das Werk auch den Bedürfnissen des Studenten der reinen Mathematik in erhöhtem Maße gerecht werden und ihm den erfahrungsgemäß schwierigen Uebergang von den elementaren zu den funktionentheoretischen Verfahren zu erleichtern suchen.

Wenn nun auch nicht verhehlt werden darf, daß unter dieser Zweiteilung die Einheitlichkeit des Buches zuweilen empfindlich gelitten hat (vergl. z. B. die zweimal auseinandergesetzte Theorie der singulären Lösungen) und daß sein Umfang dadurch etwas zu stark angeschwollen ist (auf 920 Seiten), so muß man doch anerkennen, daß der Herausgeber der vorliegenden deutschen Auflage sich mit Erfolg bemüht hat, dem Leser das Studium des Werkes nach Möglichkeit zu erleichtern und ihn, soweit es ohne allzulange Erörterungen angängig war, in die der Funktionentheorie entlehnten Verfahren einzuführen; recht gut ist ihm dies bei der Behandlung der linearen Differentialgleichungen, insbesondere derjenigen zweiter Ordnung mit zweigliedriger Rekursionsformel gelungen.

Sehr oft mußte er sich allerdings mit dem bloßen Hinweise begnügen; doch wurden wenigstens in diesen Fällen immer die nötigen Literaturangaben gemacht, die den Leser in den Stand setzen, das Fehlende zu ergänzen. Bei den algebraischen Differentialgleichungen erster Ordnung hätten wohl die Untersuchungen von Briot-Bouquet, Fuchs, Poincaré und Painlevé angeführt werden können.

Alles in allem kann das Werk in der vorliegenden Form nicht nur dem Physiker und Techniker, sondern auch dem Studenten der Mathematik trotz der gerügten Mängel angelegentlich empfohlen werden: er findet darin einen überaus reichen Stoff in ansprechender Darstellung und einen großen Schatz von Beispielen und Aufgaben, die, häufig Originalarbeiten entnommen, stets eine neue mathematische Erkenntnis enthalten und daher fast nie trivial sind; die beigefügten, von Maser herrührenden Auflösungen der meisten Aufgaben, die zum Teil berichtigt worden sind, werden ihm bei ihrer Durchrechnung gute Dienste leisten.

Daß das Studium des vorliegenden Buches dem Leser gleichzeitig die eingehende Kenntnis einer Reihe von Funktionen vermittelt, die in der reinen und angewandten Mathematik eine große Rolle spielen, wie die hypergeometrische Funktion, die Gammafunktion, die Kugel- und Zylinderfunktionen, ist gewiß ein nicht zu unterschätzender Vorzug.

Viele Fußnoten und Hinweise, ausführliche Seitenüberschriften, Randbezeichnungen in den Zusätzen und Auflösungen sowie ein alphabetisches Namen- und Sachverzeichnis erleichtern das schnelle Zurechtfinden in dem Werke. Für den sorgfältigen Druck bürgt der Name des Verlages.

Prof. Dr. Georg Wallenberg.

Bau und Betrieb von Prall-Luftschiffen. I. Teil: Allgemeine Darstellung der Grundlagen und des Entwurfes. 101 S. mit 22 Fig. II. Teil: Allgemeine Darstellung des Entwurfes und der Konstruktion. 117 S. mit 80 Fig. Von R. Basenach. Frankfurt a. M. und Leipzig 1912, Franz Benjamin Auffarth. Preis jedes Teiles 3 *M*.

Zu einer Zeit, wo das Interesse an Prall-Luftschiffen mehr und mehr erlahmt und sich fast vollständig den Schiffen starrer Bauart zuwendet, würde das noch unvollständig vorliegende Buch etwas verspätet erscheinen, wenn es nicht eine Fülle von Material enthielte, das auch für den allgemeinen Luftschiffbau wertvoll ist. Der Verfasser hat als erster den dankenswerten Versuch gemacht, das sehr umfangreiche Gebiet des Prall-Luftschiffbaues in einer auch für den Laien anschaulichen und fesselnden Form zusammenzufassen. Die einzelnen Abschnitte sind durch zahlreiche und klare Skizzen erläutert. Zu den hauptsächlichsten Formeln sind auch ihre Ableitungen gegeben, so daß sie auch dem theoretisch weniger Bewanderten verständlich gemacht sind. Von den beiden bis jetzt erschienenen Bänden bringt der erste die allgemeinen konstruktiven Grundlagen; die hauptsächlichsten Bauformen und ihre Vertreter werden aufgeführt, ihre Vor- und Nachteile erklärt. In den einzelnen Abschnitten behandelt dann der Verfasser, nachdem er vorher die Anforderungen, die je nach dem Verwendungszweck an ein Prall-Luftschiff zu stellen sind, festgelegt hat, dessen Hauptbedingungen: Betriebsicherheit, Geschwindigkeit, Auftrieb, Nutzlast, Höhenleistung, Aktionsradius, Lebensdauer und Kosten. Ein besonderer Abschnitt ist dem Traggas und seinen Eigenschaften gewidmet. Am Schlusse des Bandes werden die Grundzüge des Entwerfens selbst gegeben und nach einer kurzen Besprechung von Modellversuchen und Erfahrungswerten als Beispiel die Berechnung eines mittelgroßen Prall-Luftschiffes durchgeführt. Mit einem Abschnitt über den Tragkörper und seinen Luftwiderstand schließt der erste Band. Der zweite ist ausschließlich dem Tragkörper gewidmet. Auf Grund der Prandtlschen Versuche werden die Form- und Reibungswiderstände bei Ballonmodellen besprochen, ein Abschnitt behandelt die Geometrie der Tragkörper und Luftsäcke. Hier wäre vielleicht noch eine Besprechung der Simpsonschen Annäherungsverfahren für die Berechnung von Inhalt und Schwerpunkt am Platze gewesen, die in der Praxis so vielfach angewandt werden, sowie der graphischen Verwertung der Rechnungsergebnisse, die das Konstruieren und die Kontrolle des Entwurfes überaus vereinfachen. Es werden dann die Beanspruchungen und Spannungen, die durch Belastung und Betrieb in der Hülle auftreten, sehr eingehend erörtert und die möglichen und zweckmäßigen Gondelanordnungen und -aufhängungen besprochen. Hieran schließen sich die Grundlagen für die Druckhaltungsanlage, Ventilator und Luftsäcke, deren Anordnung und Einbau im Ballon. Schließlich werden noch die Luftleitungen und Ventile, sowie das Gebläse und dessen Einbau einer Betrachtung unterzogen.

Wenn auch das sehr vielseitige Gebiet des Prall-Luftschiffbaues in einem Werke wie dem vorliegenden niemals restlos erschöpft werden kann, so dürfte es sich doch bei einer neuen Auflage empfehlen, bei einzelnen Abschnitten des zweiten Bandes mehr Ausführungsbeispiele aus der Praxis heranzuziehen. Ich verhehle mir nicht, daß es heute noch sehr erhebliche Schwierigkeiten macht, Angaben über derartige Beispiele oder gar Originalzeichnungen von solchen zu erhalten. Aber auch so kann das kleine Werk jedem Interessenten empfohlen werden, umsomehr, als es noch die Vorzüge einer handlichen Form, solider Ausstattung und eines klaren Druckes besitzt. Ein weiterer Band ist im Erscheinen begriffen. S.

An investigation of the coals of Canada. 1. und 2. Bd. Von J. B. Porter und R. J. Durley. Ottawa 1912, Government Printing Bureau. 243 und 184 S. mit zahlreichen Figuren und Tafeln. Preis je 1 sh.

Es handelt sich hier um eine Art von »Sammelwerk«, dessen Erscheinen mit Freuden zu begrüßen ist, da es eine vorzügliche Aufklärung über den noch so jungfräulichen, aber so sehr zukunftsreichen kanadischen Kohlenbergbau gibt.

Der Abfassung des Werkes sind außerordentlich eingehende und vielseitige Untersuchungsarbeiten, an denen die genannten Verfasser und andre Mitglieder der Universität beteiligt gewesen sind, vorausgegangen.

Es konnte daher ein sehr reichhaltiges Zahlenmaterial veröffentlicht werden.

Band I gibt zunächst einen Ueberblick über die Entstehung des Werkes und über seinen Hauptinhalt.

Die wichtigsten hier behandelten Kohlenvorkommen Kanadas sind:

1) Die See-Provinzen: Neu-Schottland und Neu-Braunschweig mit 3,5 Milliarden t nach Schätzung noch anstehender Kohle.

2) Die mittleren Provinzen und das östliche Felsengebirge: Manitoba, Saskatchewan, Alberta, Britisch Kolumbia mit 400 Mill. t Anthrazit, 30 Milliarden t andrer Steinkohle und 100 Milliarden t Braunkohle u. dergl.

3) Die Westküste und das westliche Felsengebirge: Britisch Kolumbia und Yukon mit 61 Mill. t Anthrazit, 40 Milliarden t sonstiger Steinkohle und 500 Mill. t Braunkohle.

4) Das nördliche Mackenzie-Becken mit 490 Mill. t Braunkohle.

Die Gesamtförderung von Kanada hat 1886 etwa 2,1 Mill. t, 1908 etwa 11 Mill. t Kohlen betragen.

Es werden nun im ersten Bande die einzelnen Kohlenvorkommen der genannten Bezirke und die einzelnen Bergwerksgesellschaften mit ihren Förderanlagen näher durch Wort und Bild erläutert.

Ein andrer Hauptteil dieses Bandes ist der mechanischen Aufbereitung und Verladung der Kohlen gewidmet. Man findet unter den Einrichtungen zum Klassieren, Zerkleinern und Waschen auch mehrfach deutsche Konstruktionen.

Es folgt die Kokerei mit den alten amerikanischen Bienenkorböfen, aber auch mit Retortenöfen, wie insbesondere demjenigen von Bernard und dem Otto-Hoffmann-Ofen mit Regenerator.

Die Gewinnung der Nebenerzeugnisse (Teer, Ammoniak, Benzol) wird hier nur nebenbei erwähnt.

Der erste Hauptteil des zweiten Bandes behandelt Verdampfungsversuche, die mit verschiedenen Kohlensorten verschiedener Bezirke in verschiedenen Kesselbauarten (Schiffs- und feststehende Kessel) vorgenommen sind, und die erzielten Ergebnisse.

In ähnlicher Weise werden im folgenden Hauptteil mit verschiedenen Gasgeneratoren vorgenommene Versuche besprochen.

Der letzte Hauptteil des zweiten Bandes erläutert die Einrichtungen des insbesondere für die vorstehenden Untersuchungen mit einem Kostenaufwand von 12000 $ errichteten Erweiterungsbaues der ursprünglich für zweimal 150000 $ errichteten beiden Hauptlaboratorien für Kohlen- und für Erzuntersuchungen und die bei den chemischen Untersuchungen angewandten Verfahren.

Das ganze Werk ist ein Zeugnis dafür, daß die Regierung in Kanada in großzügiger Weise und mit reichlichen Mitteln besonders die Bergwerksindustrie wissenschaftlich zu fördern sucht. Das Buch verdient sehr die Beachtung aller deutschen Fachleute und sonstiger Interessenten.

Bochum. Grahn.

Die Fortschritte des Beleuchtungswesens und der Gasindustrie im Jahre 1911. Von Prof. Dr. H. Strache, Wien. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 128 S. mit 47 Fig. Preis geb. 4,50 *M*.

Daß dieses im Auftrage des Vereines der Gas- und Wasserfachmänner in Oesterreich-Ungarn bearbeitete Jahrbuch nun schon zum zweitenmal erscheint, darf wohl als

Beweis für seine Zweckdienlichkeit gelten. Der Titel ist allerdings teils zu weit, teils unzutreffend gewählt, denn das Buch behandelt weniger die Fortschritte der Gasindustrie, als vielmehr diejenigen der Gastechnik (Gasbereitung und Gasverwendung), und auf dem Gebiete des Beleuchtungswesens bespricht es neben den Fortschritten der Gasbeleuchtung die Errungenschaften der andern Beleuchtungsarten nur so kurz, daß der Leser weder vom technischen Wesen noch von der wirtschaftlichen Bedeutung dieser Neuerungen ein klares Bild bekommt. Deshalb ist das Jahrbuch fast ausschließlich für Gasfachmänner und Interessenten des Gasfaches von Wert. Diesen gibt es in übersichtlicher Zusammenfassung in 46 Abschnitten zuweilen mit kritischen Bemerkungen durchsetzte Berichte über die bedeutendsten Veröffentlichungen des Journals für Gasbeleuchtung, der Zeitschrift des österreichischen Gasvereines, des Journal of Gas Lighting, Progressive Age und andrer Fachblätter im Jahre 1911. Da der Verfasser mit gutem Blick die Spreu vom Weizen geschieden und nichts Bemerkenswertes übersehen hat, wird das Jahrbuch allen, die sich schnell über die letzten Fortschritte auf diesem oder jenem Haupt- oder Nebengebiet der Gastechnik unterrichten wollen, gute Dienste leisten.

Dessau. Fr. Schäfer.

Die Dampfmaschinen. Kurzgefaßtes Lehrbuch mit Beispielen für das Selbststudium und den praktischen Gebrauch. Von Friedrich Barth, Oberingenieur an der Bayerischen Landesgewerbeanstalt in Nürnberg. Leipzig 1912, Sammlung Göschen. 2 Bände, zusammen 318 S. mit 173 Figuren. Preis 1,60 *M*.

Das kleine Werk ist eine zweite, wesentlich erweiterte Auflage des im gleichen Verlage früher erschienenen Buches des Verfassers. Es umfaßt jetzt zwei Bändchen, von denen das erste die wärmetheoretischen und dampftechnischen Grundlagen der Dampfmaschinen enthält, während das zweite den Bau und den Betrieb der Kolbendampfmaschinen behandelt.

Die beiden Bände sind mit großem Geschick abgefaßt, denn sie enthalten in genügender Klarheit und Ausführlichkeit alles Wesentliche über die Kolbendampfmaschine, so daß man beim Lesen der kleinen Bücher erstaunt ist, wieviel darin untergebracht ist, sowohl in theoretischer wie konstruktiver Hinsicht, als auch bezüglich der Beurteilung der verschiedenen Maschinenbauarten auf Grund der Betriebserfahrungen.

Ermöglicht wird diese Eigenschaft durch eine knappe Sprache, durch Beschränkung der Schrift auf das Wesentliche und Notwendige, durch ausgiebige Benutzung von graphischen Darstellungen und Konstruktionszeichnungen und im theoretischen Teil durch die neueren, insbesondere von Mollier eingeführten Wärmedigramme. Dazu kommt noch die Einfügung von zahlreichen Rechnungsbeispielen, welche die Anwendung der übermittelten Erkenntnisse zeigen und ihr Verständnis erleichtern.

Das Werk dürfte sehr geeignet sein für Studierende zur Ergänzung ihrer Vorlesungshefte, für ältere Ingenieure, welche die neueren Wärmediagramme in bequemer und einfacher Weise kennen lernen wollen, dann aber auch für Dampfmaschinenbesitzer, denen das über den Betrieb und die Prüfung der Dampfmaschinen Gesagte willkommen sein wird.

W. Lynen.

Prüfungen in elektrischen Zentralen. Erster Teil. Von Dr. E. W. Lehmann-Richter. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 2. Auflage. 592 S. mit 199 Fig. und 4 Tafeln. Preis 20 *M*.

Die Besprechung der ersten Auflage in Z. 1904 S. 1428 bleibt auch für diese im Inhalt bedeutend vermehrte Auflage im wesentlich bestehen. Ueber Prüfungen elektrischer Zentralen gibt es überhaupt kein andres Sonderwerk; wir besitzen aber sowohl über elektrotechnische als über maschinentechnische Messungen, die in der Regel für elektrische Anlagen vereint anzuwenden sind, wesentlich gründlichere Werke. Der Titel »Prüfungen« ist vor allem etwas irreführend; wohl die Hälfte des vorliegenden Bandes ist mit Beschreibungen von Anlagen und Maschinen, deren Theorie, Berechnung und Anordnung angefüllt. Es bezieht sich dies besonders auf eine Reihe neu hinzugekommener Abschnitte: über die Verwendung des Abdampfes, Hochdruckrohrleitungen, mechanische u. a. Kraftübertragungen, Pumpen, elektrische Kraftanlagen in der Landwirtschaft, elektrisches Bogenlicht, Röntgen-, Ozon- und Bleicheinrichtungen, Installationsvorschriften. Von Vollständigkeit ist indes keine Rede; wo bleiben z. B. die Glühlampen, besonders die Metallfadenlampen, die vielen wichtigen Motorenantriebe außer Pumpen und Hebezeugen, die Umformer, Quecksilbergleichrichter usw.? Manche der Beschreibungen von Apparaten (Cardew-Voltmeter, Flügelzähler von Siemens & Halske) und Untersuchungen gehören eher in ein Werk über die Geschichte der Elektrotechnik. Auch von Meßgeräten ist wiederholt nur einseitig eine Gattung oder Bauart angegeben, häufig durchaus nicht die beste und neueste. Auf S. 29 unter Dampfmaschinen ist das Wärmeäquivalent zu 424 mkg angegeben, unter Gasgeneratoranlagen zu 427 mkg. Bei der Berechnung des Magnetisierungsstromes von Transformatoren (S. 368) ist der sehr wesentliche Einfluß von Trennfugen oder Verzapfungen nicht berücksichtigt. Aehnliche Versehen finden sich noch öfters. Der vorliegende Band enthält aber auch eine Menge wertvoller Angaben, unter andern in den zahlreichen Protokollen aus den Prüffeldern bekannter Elektrizitätsfirmen und den Abnahmeprotokollen ganzer Anlagen.

Niethammer.

Versuche über den Reibungswiderstand zwischen strömendem Wasser und Bettsohle. Von H. Engels. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 10 S. mit einer Tafel und 7 Textabbildungen. Preis geh. 2,50 *M*.

Der Verfasser hat sich die Aufgabe gestellt, durch Versuche die Größe der Kräfte zu ermitteln, welche das strömende Wasser auf die Sohle ausübt, und vergleicht die so gefundenen Werte mit den Rechnungsergebnissen nach der Formel $K = \gamma\, t\, J$. Die Versuche bilden eine Fortsetzung seiner bisherigen Arbeiten in dieser Richtung. Etwas voreilig und gewagt ist es, aus verhältnismäßig wenigen Messungen schon allgemeine Schlußfolgerungen zu ziehen, wie Engels es schließlich tut, zumal bei der großen Schwierigkeit der Aufgabe manche Fehlerquellen zu erwarten sind. Da außerdem der Einfluß der Seitenwände bei der Rechnung ganz vernachlässigt ist, so darf man sich nicht wundern, wenn Messungsergebnisse und Rechnung nicht übereinstimmen. Der Verfasser sucht diese Unstimmigkeit durch die innere Reibung zu erklären, und darin wird man ihm nicht folgen können. Es ist ein unumstößlicher Grundsatz, daß beim Beharrungszustande die Summe der äußeren Wandkräfte gleich der Summe der Massenkräfte ($= \int \gamma\, t\, J$, die inneren Kräfte heben sich als gleich und entgegengesetzt auf) sein muß. Die Summe der Wandkräfte ist bekannt, nur ihre ungleichförmige Verteilung nicht. Aber darin besteht auch gerade das wesentliche Gewicht der Arbeit, daß in besondern Fällen an einer Stelle die Angriffskraft gemessen ist. Es ist erfreulich, daß der unermüdliche Forscher trotz mancher Mißerfolge die schwierige Aufgabe wieder angefaßt hat. Die Ergebnisse seiner Versuche werden wertvolle Bausteine bilden, die sich hoffentlich noch einmal zu einem unanfechtbaren Ganzen zusammenschließen werden.

H. Krey.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Der energetische Imperativ. Erste Reihe. Von W. Ostwald. Leipzig 1912, Akademische Verlagsgesellschaft m. b. H. 544 S. Preis 10,60 *M*.

Das Buch ist eine Sammlung von Vorträgen und Aufsätzen Ostwalds aus den letzten Jahren, die, so verschiedenartig die behandelten Stoffe auch sind, sämtlich als Grundton den energetischen Imperativ: »Vergeude keine Energie, verwerte sie«!, haben. Zur besseren Uebersicht sind sie in 5 Abteilungen: Philosophie, Organisation und Internationalismus, Pazifismus, Unterrichtswesen und Biographie eingeordnet, ohne daß damit eine strenge Scheidung gemacht sein könnte. Der Grundgedanke der Philosophie Ostwalds ist, daß das einzig Wirkende also auch Wirkliche sowohl in der unbelebten wie in der belebten

Natur, im Körperlichen wie im Geistigen die Energie ist, die in verschiedene Formen übergehen kann. Geist und Körper sind nicht zwei Wesenheiten für sich, sondern nur verschiedene Ausprägungs- oder Betätigungsformen der allgemeinen Energie. Ueber der Unzerstörbarkeit des Stoffes und der Unzerstörbarkeit der Kraft steht nun, beide zusammenfassend, die Unzerstörbarkeit der Energie. Die Gesamtenergie des Weltalls kann zwar nicht vermindert werden, sie kann aber auch nicht unbegrenzt verschiedene Formen annehmen: die Menge der freien Energie, über die wir auf Erden verfügen, ist vielmehr begrenzt und vermindert sich durch jedes Geschehen. Zweck der Lebewesen ist, die Zerstreuung der Energie durch Ordnung aufzuhalten, woraus sich der oben genannte energetische Imperativ als Richtlinie alles sachgemäßen oder vernünftigen Tuns »vom Nadeleinfädeln bis zur Regierung eines Staates« von selbst ergibt. Die Anwendung dieses Grundsatzes auf die technischen Wissenschaften ist naheliegend und nicht schwierig. Wie weit er für die Lebenswissenschaften: Physiologie, Psychologie, Kultorologie und Geniologie gilt und nachgewiesen werden kann, ist noch nicht zu übersehen. Der Verfasser gibt eine Anzahl Anwendungsmöglichkeiten aus den verschiedensten Gebieten.

Schlepp- und Schraubenversuche im Oder-Spree-kanal und im Groß-Schiffahrtsweg Berlin-Stettin. Von E. Mattern und M. Buchholz. Leipzig 1912, Wilhelm Engelmann. 88 S. mit 89 Fig., davon 16 auf Tafel I bis IX und 3 als farbige Tafeln. Preis 9 ℳ.

Le Fognature di Milano, rapporto dell' ufficio tecnico all' on giunta municipale su li studi e lavori relativi alla fognatura cittadina. Von F. Poggi. Mailand 1911. 704 S. mit zahlreichen Karten und 217 Fig. Preis 13,50 L.

Die kaufmännische Bilanz und der Bücherabschluß. Für Praxis und Schule dargestellt. Von J. Chenaux-Repond. 2. Aufl. Stuttgart 1912, Muthsche Verlagshandlung. 86 S. mit 2 Buchführungs- und Bilanztabellen in Mappe. Preis 2 ℳ.

Untersuchungen über den Zusammenhang der Erscheinungen in Wasserläufen auf Grund hydrometrischer Erhebungen. Von C. Krischan. 1. Teil. Graz 1912, Leykam. 150 S. mit 1 Fig. und 19 Tafeln in Mappe. Preis 15 K.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Dresden:

Ueber die Bestimmung der wirtschaftlich günstigsten Durchmesser bei Wasser-Druckrohr-Leitungen. Von B. v. Alfthan.

Ueber die Bedeutung der chlorigsauren Salze bei der Umwandlung von Hypochloriten in Chlorate. Von P. Dolch.

Beiträge zur Kenntnis der aromatisch-aliphatischen Diazoaminoverbindungen. (Ueber Arylazodicyandiamide.) Von W. Grieshammer.

Zur Kenntnis der a-Aminosäuren. Von R. Hübner.

Ueber die Einwirkung von Gasen auf Metalle und Metallegierungen. Von J. Jahn.

Ueber Kapok. Von E. A. Lincke.

Beiträge zur Berechnung mehrstieliger Steifrahmen mit Verwendung eines durchlaufenden Balkens als statisch unbestimmtes Hauptsystem. Von R. Rossin.

Beitrag zur Kenntnis der Benzimidazole. Von E. Schneider.

Studien über Renaissance-Gärten in Oberdeutschland. Von K. Schröder.

Abkömmlinge des Diphenylendioxyds. Von W. Strobach.

Ueber die Gewichtszunahme von Papierstoffen beim Erhitzen. Von F. Zweigler.

Betrachtungen über die Wärmebilanz eines Siemens-Zinkofens. Von Fr. Eulenstein.

Die chemischen Vorgänge bei der Cyanlaugung von Silbererzen. Von E. Kühn.

Von der Technischen Hochschule Stuttgart:

Grundlagen für die statische Berechnung von Tunnelmauerwerk. Von O. Kommerell.

Von der Technischen Hochschule Zürich:

Ueber die Wirkungsweise des Gefällevermehrers nach Cl. Herschel in Verbindung mit einer Turbine. Von E. Dübi.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Concrete timbering for mine shafts. Von Jones. (Eng. News 19. Sept. 12 S. 537/39*) Verwendung des Eisenbetons beim Streckenausbau einiger amerikanischer Kupferbergwerke. Einzelheiten. Kosten.

Brennstoffe.

Ueber das Erdöl. Von Romberg. Schluß. (Dingler 28. Sept. 12 S. 613/18) Preise des Erdöls und seiner Erzeugnisse.

Chemische Industrie.

Gesichtspunkte für die industrielle Gewinnung von Sauerstoff und ein neues chemisches Verfahren für seine Erzeugung (Plumboxan-Verfahren). Von Kaßner. Schluß. (Dingler 28. Sept. 12 S. 609/13) Verfahren von Boussingault-Brin. Chemisches Verfahren des Verfassers, das auf der abwechselnden Behandlung von Natriumsalzen der Mangan- und Bleisäuren mit Dampf und Luft bei 400° beruht.

Dampfkraftanlagen.

Die Wahl einer Betriebskraft. Von Barth. (Z. Ver. deutsch. Ing. 5. Okt. 12 S. 1610/15*) Allgemeines. Verhältnisse bei reinen Kraftbetrieben: Gewichts- und Wärmepreis verschiedener Brennstoffe. Wärmeverbrauch und Wirkungsgrad verschiedener Kraftmaschinen. Schaulinien. Kosten der PSe-st. Forts. folgt.

Wärme- und Spannungsverluste in Dampfleitungen. Von Hübel. (Z. Dampfk. Maschbtr. 27. Sept. 12 S. 405/07) Bestimmung des Wärmeverlustes mit Hülfe der Formeln von Péclet und Stefan-Boltzmann. Angaben über die Beiwerte der Formeln. Beispiele. Forts. folgt.

Die Hey-Steuerung. Von Pradel. (Z. Dampfk. Maschbtr. 27. Sept. 12 S. 407/10*) Die Hey-Steuerung ist ein für Dampfkesselanlagen bestimmter Dampfdruckzugregler. Versuche. Die Hey-Steuerung kann auch zur Regelung der Luftzufuhr bei Unterwindfeuerungen nach der Unterschubbauart oder bei künstlichem Zug dienen, indem eine Klappe in der Saugleitung des Ventilators verstellt wird.

Eisenbahnwesen.

Vom Bau der Bodensee-Toggenburgbahn. Forts. (Schweiz. Bauz. 28. Sept. 12 S. 171/77*) Rutschungen an der Nordhalde bei Herisau. Der Taltunnel. Darstellung der Baufortschritte am Wasserfluh-Tunnel. Schluß folgt.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 27. Sept. 12 S. 323/25*) Elektrischer Betrieb im Hoosac-Tunnel: Aufhängungen der Fahrleitung, Isolatoren, Schaltplan der Lokomotive.

Die elektrischen Vorortbahnen Bonn-Siegburg und Bonn-Königswinter. Von Brugsch. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Sept. 12 S. 566/72*) Die Strecke Bonn-Siegburg ist 9,9, die von Bonn nach Königswinter 12,4 km lang. Linienführung. Oberbau. Bahnhofbauten. Werkstatt des Betriebsbahnhofes in Beuel. Schluß folgt.

Einiges über die Entwicklung des elektrischen Bahnwesens in Italien. Von Weinberger. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Sept. 12 S. 561/65) Allgemeiner Ueberblick unter Berücksichtigung der Frage der günstigsten Stromart und Spannung für elektrische Bahnbetriebe überhaupt.

Centering side bearings. (El Railw. Journ. 14. Sept. 12 S. 423/24*) Die Baldwin Locomotive Works haben bei den Lokomotiven für die New York, New Haven and Hartford-Bahn die Wagenkasten mittels seitlich angebrachter Zahnstangen auf Zahnrädern an den Untergestellen gelagert und dadurch sehr ruhigen Gang bei 90 km/st Geschwindigkeit erreicht.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika. Von Gutbrod. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 5. Okt. 12 S. 1620/26*) Schlafwagen der Pullman-Gesellschaft. Forts. folgt.

Electrical practices of the Third Avenue Railway. (El. Railw. Journ. 14. Sept. 12 S. 400/02*) Ausrüstung der Werkstätte der Third Avenue Railway, New York, für die Ausbesserung von elektrischen Wagen. Arbeiten an den Motoren. Prüfstand usw.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Eisenhüttenwesen.

Improvements in electric furnaces and their application in the manufacture of steel. Von Nathusius. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 51/103* mit 1 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 25. Mai 12 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die Anwendung von Differdinger I-Walzeisen als Füllungsglieder bei Fachwerkbrücken. Von Franck. (Deutsche Bauz. 25. Sept. 12 S. 670/71*) Bei Anwendung von breitflanschigen Differdinger I-Trägern hat man zur Aufnahme der Stabkräfte einen einheitlichen Querschnitt gegenüber den aus fünf und mehr Teilen zusammengesetzten Trägern, die größere und teurere Vorzeichner- und Nietarbeit bedingen.

Breitenbemessung, Verkehrslasten und Eigengewichte der Straßenbrücken. Von Bertschinger. Forts. (Verk. Woche 28. Sept. 12 S. 1175/84) Neue Ermittlungen des Eigengewichtes. Forts. folgt.

Note au sujet de la reconstruction du pont de la route nationale No. 5 sur l'Oued-Harrach à Maison-Carrée. Von Butavand. (Ann. Ponts Chauss. Juli/Aug. 12 S. 156/62* mit 1 Taf.) Der Fluß wird durch drei Bogenbrücken mit angehängter Fahrbahn von 23 und 30 m Spannweite überspannt: Bögen, Pfeiler und Landwiderlager sind aus umschnürtem Beton hergestellt; die Brücke dient als Ersatz für eine 1878 erbaute eiserne Balkenbrücke. Bauvorgang.

A temporary bridge over the Passaic River, Newark. (Eng. Rec. 14. Sept. 12 S. 296/97*) Hülfsbrücke mit zwei Zugklappen während des Umbaues der 74,7 m weit gespannten Drehbrücke über den Passaic-Fluß.

Elektrotechnik.

System of the Pacific Power and Light Co. (El. World 14. Sept. 12 S. 551/56*) Die Gesellschaft versorgt die ländlichen Bezirke der Staaten Washington und Oregon mit rd. 100000 Einwohnern mit Strom, der in zahlreichen kleinen Anlagen erzeugt und durch ein 66000 V-Netz verteilt wird. Plan, Angaben über Verteilung und Ausrüstung einzelner Kraftwerke, der Fernleitung usw.

The Adamello hydro-electric plant. Forts. (Engineer 27. Sept. 12 S. 319/21*) Schwimmendes Pumpenhaus auf dem Lago d'Arno. Linienführung und Bau der Druckleitung. Forts. folgt.

Ueber die Nutzbremsung der Mehrphasen-Kommutatormotoren mit Seriencharakteristik. Von Niethammer und Siegel. (El. u. Maschinenb. Wien 29. Sept. 12 S. 801/04*) Das Verhalten des Mehrphasen-Kommutatormotors deckt sich fast ganz mit dem des Einphasen-Repulsionsmotors, vergl. Zeitschriftenschau vom 14. und 21. Sept. 12. Rückgabe von Strom ins Netz beim Bremsen. Unterdrückung der Selbsterregung.

Einschaltströme von Transformatoren, besonders von solchen mit legierten Blechen. Von Yensen. (ETZ 26. Sept. 12 S. 1001/03*) Ermittlung der Größe der Stromstöße aus den Abmessungen und Verhältnissen des Transformators. Vergleich mit den Ergebnissen von Oszillogrammen. Mittel zur Abhülfe.

Ueber einige Eigenschaften der elektrischen Leitungsnetze. Von Frohman. (El. u. Maschinenb. Wien 29. Sept. 12 S. 805/09*) Ermittlung der Spannungs- und Stromverteilung mit Hülfe der Ausgleichströme. Einfluß der Verlegung der Abnehmerpunkte. Zahlenbeispiele.

Erd- und Wasserbau.

American earthwork machinery. Forts. (Engineer 27. Sept. 12 S. 336/37*) Schleppschaufeln und Greifbagger zum Ausheben von Gräben für Abwasserleitungen.

Ten days on the Panama canal in April 1912. Von Eves. (Engng. 27. Sept. 12 S. 414/18*) Allgemeines über die Linienführung und die Kanalquerschnitte. Stand der Ausschachtungen und der Dammbauten. Forts. folgt.

Automatisches Ueberfallwehr. Von Böhm. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 27. Sept. 12 S. 612/14*) Das Ueberfallwehr ist so eingerichtet, daß es beim Erreichen des Hochwasserstandes das Abflußgerinne in seiner ganzen Breite und Höhe freigibt; ferner gibt es das Gerinne so lange frei, bis der Wasserspiegel auf eine bestimmte Höhe über der Abflußsohle gesunken ist. Die Anlage liegt im Hinteren Gosau-See.

The Hemlocks concrete masonry dam at Bridgeport, Connecticut. (Eng. Rec. 14. Sept. 12 S. 292/94*) Durch den 29,3 m hohen Staudamm wird ein Staubecken von 17 Mill. cbm Inhalt gebildet. Beförderung der Baustoffe durch Motor-Lastzüge. Steinbrech- und Betonmischanlage.

Gesundheitsingenieurwesen.

Sewage disposal at Fort Logan. (Eng. Rec. 14. Sept. 12 S. 302/04*) Die Abwässer werden durch Feingitter, Tropffilter und in Schlammbecken gereinigt.

Sewage treatment at Mt. Vernon, N. Y. Von Hammond. (Eng. News 19. Sept. 12 S. 530/36*) Die Abwässeranlage der Stadt Mount Vernon mit ungefähr 30000 Einwohnern ist für einen Durchfluß von 10220 cbm täglich berechnet und besteht aus Faulbecken, Schlammbecken und einer Sprinkleranlage. Schaulinien der Abflußmengen. Betriebsergebnisse. Kosten.

Gießerei.

Das Eisengießereiwesen in den letzten zehn Jahren. Von Leber. Forts. (Stahl u. Eisen 26 Sept. 12 S. 1612/21* mit 1 Taf.) Vorsichtsmaßregeln: Staubabscheider, Schutzhelm, Lüftung, Heizung. Luftheizkammer, Bauart Gebr. Körting. Dächer mit Lichteinlaß. Forts. folgt.

A foundry four stories in hight. (Iron Age 19. Sept. 12 S. 635/40*) In der aus Raummangel vierstöckig gebauten Gießerei der Fabrik der Chandler and Price Co., Cleveland, O., für den Bau von Druckereipressen befinden sich die Räume zum Formen und Gießen mit den Kuppelöfen im obersten Stockwerk. Querschnitte, Ausrüstung, Fördervorrichtungen.

Chicago jobbing steel foundry. (Iron Age 19. Sept. 12 S. 654/56*) Grundriß und Ansichten der neuen Gießerei der Chicago Steel Foundry Co., die eine Klein-Bessemerbirne von 1 t Inhalt, einen Kuppelofen und 4 Oefen mit Oelfeuerung für je sechs Tiegel enthält.

Dauerformen in der Eisengießerei. Von Rolle. Schluß. (Stahl u. Eisen 26. Sept. 12 S. 1605/12*) Handhabung der Rolleschen Formen. Gießmaschinen älterer und neuerer Bauart.

Hebezeuge.

Hebevorrichtungen in der Wagenwerkstatt. Von Schmitz. (Verk. Woche 28. Sept. 12 S. 1169/75*) Hebeböcke für 5 bis 10 t Tragkraft für Hand- und Maschinenantrieb. Hebebock nach von Kutruff, wobei die Hebeträger durch einen Ausleger ersetzt sind und die Ausladung der Ausleger geregelt werden kann. Hebewerk von Schmidt-Kranz. Das hydraulische Hebewerk von Schenk hat den Vorzug, ganz in die Erde eingebaut zu sein, so daß der Raum zwischen den Wagen und den Gleisen frei bleibt.

Heizung und Lüftung.

Wilkes-Barre's district heating system. Von Belcher. (Eng. Rec. 14. Sept. 12 S. 300/02*) Konstruktion und Anlagekosten der Verteilleitungen, die mit Asbestpappe umwickelt und von einer Holzbekleidung so umgeben sind, daß zwischen der mit Kupferdrähten festgehaltenen Asbestschicht und dem Holz ein Luftzwischenraum vorhanden ist. Einzelheiten. Ausdehnstücke.

Holzbearbeitung.

Untersuchungen über die Eignung von Holz und Eisen zu Eisenbahnschwellen. Von Rudeloff. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Sept. 12 S. 381/411*) Beziehungen zwischen der Druck-, Biege- und Schubfestigkeit von Kiefernholz bei verschiedener Feuchtigkeit. Ergebnisse der Biege-, Druck-, Scher- und Stauchversuche mit Buchenholz und Kiefernholz. Mittlere Festigkeitseigenschaften von rohem und getränktem Buchen- und Kiefernholz. Einfluß des Vorbohrens auf den Herauszieh-Widerstand von Schwellenschrauben und Nägeln. Prüfung auf senkrechtes Herausziehen, seitliches Verdrücken und Ueberdrehen der Schrauben. Festigkeitszunahme durch Verdübeln. Vergleich der Versuche mit Futtergewinden und Dübeln an Schwellen aus Kiefernholz.

Lager- und Ladevorrichtungen.

See-Bekohleinrichtungen für Schiffe. Von Wintermeyer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 5. Okt. 12 S. 1607/10*) Einrichtungen zum Bekohlen von Schiffen vor Anker: Zwergwinden von Wilhelmi, Temperley-Kran, Bekohlung nach Smulders und Holland. Kohlenheber von Gebr. Burgdorf. Bekohlung während der Fahrt: Bauarten Spencer Miller, Mackrow und Cameron und Adam.

Transportmittel im Gießereibetrieb. Von Pape. (Stahl u. Eisen 26. Sept. 12 S. 1597/1605*) Begichtung von Kuppelöfen: Schrägaufzug von E. Becker, Elektrohängebahnen der Deutschen Maschinenfabrik A.-G., Führerstandkatzen. Kippkübel, der durch einen Magnet gefüllt wird. Schluß folgt.

Luftschiffahrt.

Das aerodynamische Laboratorium in St. Cyr. Von Quittner. (Z. f. Motorluftschiffahrt 14. Sept. 12 S. 220/23*) Lageplan, Halle der bekannten Versuchsanstalt. Ausführliche Angaben über den Versuchswagen. Schluß folgt.

Mitteilungen aus der Göttinger Modellversuchsanstalt. Von Betz. (Z. f. Motorluftschiffahrt 14. Sept. 12 S. 217/20*) Der Auftrieb einer Tragfläche nimmt bei den praktisch in Frage kommenden kleinen Einlaßwinkeln in der Nähe des Erdbodens zu, der Widerstand nimmt ab, so daß der Gleitwinkel der Flugmaschine günstiger wird.

Les nouvelles recherches expérimentales sur la résistance de l'air et l'aviation faites aux laboratoires du Champ-de-Mars et d'Auteuil. Von Eiffel. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juli 12 S. 30/60*) Bericht über die neue Einrichtung für Schraubenversuche mit 4000 Uml./min und mehr. Versuche mit verschiedenen Gleitflächen. Die Einrichtungen der Versuchsanstalt zu Auteuil für die Prüfung ganzer Flugmaschinenmodelle.

Appareil et expériences d'aérodynamique de 1909. Von Rateau. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juli 12 S. 61/78*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 7. und 14. Sept. 12 unter »Mechanik«.

Les méthodes expérimentales concernant les voilures et les hélices aériennes. Von Soreau. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juli 12 S. 79/106*) Versuche mit Modellen, Versuche mit dem Prüfwagen, Messungen an dem in Fahrt begriffenen Flugzeug. Grundlagen der Schraubenwirkung und Erörterung der vorstehend erwähnten Schraubenversuche von Eiffel.

The control of aeroplanes. Von Chatley. (Engng. 27. Sept. 12 S. 441/43*) Berechnung der Wirkungsweise des Höhensteuers und des Seitensteuers. Seitenstabilität.

Maschinenteile.

Making patterns for cast sprockets. Von Tuttle. (Am. Mach. 28. Sept. 12 S. 388/90*) Eingriffverhältnisse von gegossenen Gliederketten. Zulässige Abweichungen im Durchmesser der Kettenräder. Herstellung der Zahnformen. Spannrollen.

Untersuchung von zwei im Betriebe gebrochenen gußeisernen Ventilgehäusen. Von Stock. (Z. Dampfk. Maschbtr. 27. Sept. 12 S. 401/04*) Die Prüfung ergibt, daß zu Dampfleitungen Maschinenguß von hoher Festigkeit zu verwenden ist und daß für hohe Drücke und Ueberhitzung Gußeisen nicht verwendet werden sollte.

Ueber eine wünschenswerte Berichtigung am Hartung-Regulator. Von Dubois. Forts. (Dingler 28. Sept. 12 S. 618/21*) S. Zeitschriftenschau vom 5. Okt. 12. Forts. folgt.

Kugel- und Rollenlager für Bahnmotoren. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Sept. 12 S. 573/74*) Erfahrungen mit Kugellagern der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken für die Achsen von Personenwagen.

Materialkunde.

The effect of temperature on tensile tests of metals. Von Huntingdon. (Engng. 27. Sept. 12 S. 437/39*) Versuche mit Kupfer und Kupferlegierungen bei Temperaturen bis zu 480°. Vergleich mit dem Verhalten von Eisen und Stahl.

Expériences sur la désaimantation des aciers au chauffage. Von Robin. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juni 12 S. 778/801*) Versuche mit Eisen und verschiedenen Stahlarten bei Erwärmung bis zu rd. 500°. Einfluß der Wärmebehandlung und der Abmessungen der Versuchstäbe. Verhalten von Magneten gegenüber Stößen.

The mechanism of corrosion. Von Friend, West und Bentley. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 259/69*) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 1. Juni 12 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

The influence of carbon on the corrodibility of iron. Von Chappel. (Journ Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 270/96* mit 2 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 6. Juli 12 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Notes on the solubility of cementite in hardenite. Von Arnold und Atchison. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 235/48* mit 6 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 8. Juni 12 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

The chemical and mechanical relations of iron, vanadium and carbon. Von Arnold und Read. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 215/34* mit 4 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 22. Juni 12 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Note on the welding up of blowholes and cavities in steel ingots. Von Stead. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 104/17*) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 25. Mai 12 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

The use of vanadium in steel castings. Von Cone. (Iron Age 19. Sept. 12 S. 645/48*) Ergebnisse von Untersuchungen der Festigkeit des mit Vanadium behandelten Stahlgusses. Gefügebilder.

The Institution of Metals. (Engng. 27. Sept. 12 S. 431/35) Bericht über die Vorträge von Carpenter: »The structural resolution of the pure copper-zinc β constituent into $\alpha + \gamma$« und »The effect of other metals on the structure of the β constituent in copper-zinc alloys«, von Rose: »The annealing of coinage alloys«, von Huntingdon: »The effect of temperatures higher than atmospheric on tensile tests of copper and its alloys and a comparison with wrought iron and steel«, s. weiter oben, und von Ewen und Rosenhain: »Intercrystalline cohesion in metals«. Forts. folgt.

The influence of oxygen on the properties of metals and alloys. Von Law. (Engng. 27. Sept. 12 S. 439/41*) Bericht über einige Fälle von schädlichem Sauerstoffgehalt bei Lagermetall und Feuerbüchsenkupfer.

Duralumin. Von Cohn. (El. u. Maschinenb. Wien 29. Sept. 12 S. 809/15*) Zusammensetzung, physikalische Eigenschaften. Verhalten bei der Bearbeitung. Angriff durch Flüssigkeiten. Schluß folgt.

Versuche mit Eisenbetonbalken. Vierter Teil. Von Bach und Graf. (Mitt. Forschungsarb. Heft 122/123 S. 1/99* mit 24 Taf.) Versuche über die Widerstandsfähigkeit von Balken mit breiter, unbewehrter oder bewehrter Platte, Einfluß verschiedener Plattenbewehrungen, der Abschrägung zwischen Steg und Platte, der Plattenbreite und der Plattendicke. Versuche an rechteckigen Balken mit Einlagen in der Druckzone.

Metallbearbeitung.

Quick-change-speed sensitive drilling-machine. (Engng. 27. Sept. 12 S. 425*) Bei der stehenden Schnellbohrmaschine der Selson Engineering Co., London, wird die Umlaufzahl der Spindel durch Verschieben eines über Kegelwalzen laufenden Riemens während des Ganges verändert. Einzelheiten des Getriebes.

Drilling sharts for iron and steel. Von Sears. (Am. Mach. 28. Sept. 12 S. 382/83*) Tafeln über Kraftbedarf und Rückwirkung auf den Bohrer für Bohrversuche in Gußeisen und Stahl, abgeleitet aus den Versuchen von Smith und Poliakoff, vergl. Zeitschriftenschau vom 4. März 11 u. f.

Automatic hot forging machines. Von Baker. (Am. Mach. 28. Sept. 12 S. 377/82*) Allgemeines. Schmieden von einfachen Eisenbändern, Hufnägeln, Ketten, Bremsteilen. Anforderungen an die Gesenke.

Motorwagen und Fahrräder.

L'allumage électrique des moteurs à explosions, ses récents progrès. Von Arnoux. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juni 12 S. 823/69*) Einfluß des Zündzeitpunktes auf die Leistung der Maschine. Entwicklung der Bauarten der Unterbrecher und der Zünddynamos, insbesondere auch derjenigen der Société d'Électricité Nilmélior.

Schiffs- und Seewesen.

The British Association. Forts. (Engng. 27. Sept. 12 S. 411/14*) Vorträge aus den Gebieten des Schiffswesens und der Luftschiffahrt sowie der Meßkunde. Forts. folgt.

Ueber Stabilität des lecken Schiffes. Von Flamm. Schluß. (Schiffbau 25. Sept. 12 S. 1002/06*) Zusammenfassung.

The Stranraer and Larne turbine steamer »Princess Victoria«. (Engng. 27. Sept. 12 S. 422* mit 1 Taf.) Entwicklung der Schiffsbauten der Reederei. Das für den Kanalverkehr bestimmte 91,5 m lange und 12,2 m breite Schiff ist von William Denny & Brothers, Dumbarton, gebaut. Es wird von Parsons-Turbinen in der Dreiwellenanordnung mit 20,95 Knoten Höchstgeschwindigkeit angetrieben.

Doppelschrauben-Motorfrachtschiff »Monte Penedo« der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft. Von Kielhorn. (Schiffbau 25. Sept. 12 S. 992/1001* mit 2 Taf.) Vergl. Zeitschriftenschau vom 21. Sept. 12. Das Schiff ist 107 m lang, 15,3 m breit und trägt 6500 t.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Grundlagen für die Untersuchung von Zweitaktmaschinen. Von Meyer. (Z Ver. deutsch Ing. 5. Okt. 12 S. 1615/20*) Aufstellung neuer Begriffe für die Einzelheiten des Spülvorganges bei Zweitaktmaschinen mit Oeleinspritzung. Verfahren zur Bestimmung der Begriffe, Formeln zur Berechnung. Fehlerquellen. Anwendung der Ergebnisse auf Viertaktmaschinen und Maschinen für Gas und Oelgemische.

Ueber die Gasturbine. Von Holzwarth. (Journ. Gasb.-Wasserv. 28 Sept. 12 S. 949/57*) Entwicklung der Explosions- und Verbrennungsturbine. Der Wirkungsgrad der Explosionsturbinen. Erfahrungen mit einer Anlage in Mannheim-Käferthal. Betriebstoffe.

Wasserversorgung.

The new water-works system of Cumberland, Maryland. (Eng. Rec. 14. Sept. 12 S. 284/86*) Das Wasser des Evitts-Flusses wird durch einen 25 m hohen Damm angestaut, durch eine gußeiserne Leitung nach den Filteranlagen und von dort durch eine 12,8 km lange Holzrohrleitung nach Cumberland geführt.

Werkstätten und Fabriken.

Fixed charges in the machine shop and the depreciation of machine tools. Von Spencer. (Engineer 27. Sept. 12 S. 321/23) Bemessung der Abschreibungen nach dem Sonderzweck der Maschine, nach der Inanspruchnahme, nach den vorgenommenen Ausbesserungen, nach dem Alter und nach der Verdienstmöglichkeit der Maschine. Tafeln der abnehmenden Anlagewerte bei verschieden hohen Abschreibungen. Forts. folgt.

Zementindustrie.

Electricity in the Portland cement industry. Von Burnett. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 12 S. 1817/36* mit 4 Taf.) Allgemeines. Wahl geeigneter Motoren, der Periodenzahl, Spannung. Kraftwerk. Betrieb. Beleuchtung.

Rundschau.

Dampftriebwagen mit vier gekuppelten Achsen. Die im Jahre 1907 für die Società per le Ferrovie Adriatico-Appennino gebauten Wagen, Fig. 1 und 2, die erst 1909 infolge verspäteter Fertigstellung der schwierigen, den Appennin südlich von Ancona durchquerenden Bergstrecke in Betrieb gekommen sind, zeichnen sich durch große Leistung auf die Gewichteinheit und durch die neuartige Anordnung des Triebwerkes aus, obgleich sie in der Gesamtleistung von den viel schwereren englischen Dampfwagen, insbesondere dem 3/5-gekuppelten Triebwagen der Port Talbot-Bahn mit einer langen Steigung von 1 : 40, übertroffen werden. Die im übrigen nach de Dion & Bouton gebauten Wagen stellen einen der wenigen Fälle dar, in denen die viel gepriesene Ausnutzung des ganzen Wagengewichtes als Reibgewicht für den Antrieb verwirklicht ist.

Die Schwierigkeiten der 56 km langen Strecke erhellen aus dem Längsschnitt Fig. 3. Die stärksten Neigungen der Hauptstrecke betragen 30 vT auf 2,2 km Länge und 26 vT auf 4,6 km Länge. Die schärfsten Krümmungen haben hier einen Halbmesser von 100 m. Der Höhenunterschied zwischen dem Anfangspunkte Porto San Giorgio und Fermo (Bahnhof) ist 206 m auf 8 km Länge, so daß die Neigung im Durchschnitt 26 vT (1 : 39) beträgt. Auf der 2 km langen Zweigstrecke Fermo (Bahnhof)-Fermo (Stadt) ist die stärkste Neigung gar 70 vT (1 : 14,3), also gleich der Neigung der Uetlibergbahn, die durchschnittliche Neigung 45 vT. Die Halbmesser der schärfsten Krümmungen gehen hier bis auf 25 m herab; diese liegen aber nicht in der stärksten Steigung.

Der Antrieb der Wagen zeigt die Besonderheit, daß die Maschine, Fig. 4, wie der Kessel mit dem Fußboden des Wagenkastens fest verbunden ist und die Bewegung von der Maschine auf die inneren Achsen der beiden Drehgestelle durch zwei Gelenkwellen und Kegelräder übertragen wird, Fig. 5. Aus diesem Grunde sind die Drehzapfen

Fig. 1. Dampftriebwagen mit 4 gekuppelten Achsen.

Fig. 3. Längenprofil der Strecke Höhen 1 : 15 000.

Fig. 4. 80 pferdige Verbund-Dampfmaschine mit 2 Geschwindigkeiten. Kardan-Antrieb mit Mittelwelle. Kardan-Wellenmitte parallel mit den Zylindermitten. Bremsleistung 120 PS.

Fig. 6. Zweiachsiges Drehgestell mit abgefedertem Getriebekasten für Kardan-Antrieb.

Fig. 5. Kuppelachsen-Drehgestelle und Dampfmaschine.

der Achsgestelle, Fig. 6 bis 9, über die Mitten der inneren Wagenachsen gelegt. Auf diese Weise konnten die Dampfleitungen vom Kessel zur Maschine starr ausgeführt werden. Die Maschinenleistung beträgt in der Regel 80 PS und kann vorübergehend auf 120 PS gesteigert werden. Die Wagen dienen lediglich dem Personenverkehr, während die Güterzüge durch Vierzylinder-Verbundlokomotiven der Bauart Mallet befördert werden.

Auf der Hauptstrecke verkehren Triebwagen von 14600 mm Gesamtlänge, über die Puffer gemessen, und 2200 mm äußerer Kastenbreite, Fig. 1. Die Wagen enthalten 6 Sitze I. Klasse, 25 Sitze II. Klasse und einen Post-Gepäckraum von 3010 mm Länge im Lichten und mit Raum für 1 t Ladung. Das Dienstgewicht des unbeladenen Wagens beträgt 26,6 t, bei vollständiger Besetzung und bei Beladung des Post-Gepäckraumes rd. 30,0 t. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 16 km/st schleppt der Triebwagen auf der Steigung von 30 vT (1 : 33,3) 2 Anhängewagen von je 10 t Gewicht bei voller Besetzung. Mit gleicher Belastung beträgt die Fahrgeschwindigkeit auf der Steigung von 25 vT (1 : 40) 20 km/st und auf den ebenen Strecken 40 bis 45 km/st.

Fig. 2.

Dampftriebwagen mit Dachgepäckraum.

Für die kurze Zweigstrecke Fermo (Bahnhof)-Fermo (Stadt) sind sonst gleichartig gebaute, aber kleinere und entsprechend leichtere Triebwagen, Fig. 2, vorhanden. Diese Wagen haben ein Dienstgewicht von rd. 20 t unbeladen und 23 t bei voller Besetzung und bei Beladung des auf dem Dach angeordneten, durch Seitentüren in den Längswänden zugänglichen Gepäckraumes mit 700 kg. Die Sitzzahl beträgt hier 7 in der I. und 25 in der III. Klasse. In der III. Klasse ist eine Bank längs der einen Seitenwand des Wagens angeordnet, im übrigen sind, wie bei dem andern Wagen durchweg, Querbänke angeordnet. Die Länge über die Puffer beträgt 10600 mm. Die kleineren Triebwagen schleppen auf der starken Steigung der Zweigstrecke nur je einen Anhängewagen von 8 t Gewicht im vollbeladenen Zustande.

Porto San Giorgio-Amandola.
Längen 1 : 150000.

Fig. 7 bis 9. Drehgestell des vierachsigen Dampftriebwagens I/III. Klasse.

Längsschnitt und Ansicht. Maßstab 1 : 30. Querschnitt.

Grundriß und Schnitt durch Achsmitte.

Die Reisenden treten bei den kleineren Triebwagen für beide Wagenklassen von einem und demselben Ende aus ein, bei den größeren in der bei den Ganzschen Triebwagen üblichen Art nahe der Mitte der Kastenlänge und außerdem von einem Ende aus.

C. Guillery, kgl. Baurat.

Ein neuer Messerkopf für die Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine ist in der Zeitschrift für praktischen Maschinenbau vom 14. August d. J. beschrieben, Fig. 10 bis 12. Bemerkenswert ist die kegelförmige Anordnung der acht gleichmäßig auf dem Umfang verteilten Messer. Sie bedeutet nicht nur gegenüber der üblichen Scheibenform eine erhebliche Gewichtersparnis, sondern gestattet auch, den Messerkopf zum Planfräsen und zum Ausbohren zu

Fig. 10 bis 12.

Neuer Messerkopf.

Schnitt A-B.

verwenden, in letzterem Fall mit einem einzigen Messer oder mit zwei gegenüberliegenden Messern, wobei durch Verstellen der Messer der Durchmesser geändert werden kann. Die Messer *a* und die zugehörigen Nuten haben trapezförmigen Querschnitt, Fig. 11, und werden durch Anziehen der untergelegten Keile *b* mittels der Schrauben *c* festgebremst; die Schrauben stützen sich auf den geteilten Ring *d*, vergl. Fig. 12. Ob sich diese Befestigung der Messer in bezug auf die Genauigkeit des Einstellens bewähren wird, muß abgewartet werden. Abgesehen davon, daß der bereits auf Maß eingestellte Stichel von dem Keil beim Festziehen mitgenommen werden kann, wird durch das Anziehen des Keiles der Stichel nach außen und aus der Schnittebene der andern Messer herausgedrängt, um so mehr als der Stahl nur durch Reibung festgehalten wird, also der Keil kräftig angezogen werden muß. Die Trapezform begünstigt zwar die Sicherheit dieser Befestigung, aber auf Kosten der Genauigkeit; denn um so stärker wird der Stahl nach der Seite gedrängt. Nickel.

Versammlung der Gesellschaft Deutscher Metallhütten- und Bergleute, E. V. Die erste Hauptversammlung der Anfang des Jahres gegründeten Gesellschaft[1]) fand vom 20. bis 23. September in Berlin statt. Die Mitgliederversammlung wurde in der Technischen Hochschule zu Charlottenburg von Hrn. Professor Borchers aus Aachen eröffnet. Dem Geschäftsbericht entnehmen wir, daß die Mitgliederzahl der Gesellschaft über 350 beträgt und daß vom Oktober d. J. ab eine eigene Zeitschrift unter der Bezeichnung »Metall und Erz« als neue Folge der Zeitschrift »Metallurgie« herausgegeben werden soll. Als Ort für die nächste Mitgliederversammlung im Juni 1913 wurde Aachen bestimmt.

Nach Erledigung der Tagesordnung sprach Hr. Bornhardt über die Erzvorkommen des Rheinischen Schiefergebirges. Er ließ dabei die Eisen- und Manganerzvorkommen unberücksichtigt und beschränkte sich, der Zusammensetzung der Zuhörerschaft Rechnung tragend, auf die für den Metallhüttenmann wichtigen Erzvorkommen. Die wirtschaftliche Bedeutung dieser rheinischen Erzvorkommen ist daran zu ermessen, daß im Jahre 1911 für 6,6 Mill. ℳ Bleierze und für 12 Mill. ℳ Zinkerze gewonnen worden sind. Die hauptsächlich in den Schiefern und Grauwacken des Unterdevons befindlichen Gänge kommen besonders im Siegerland, im Bergischen und in dem Ems- und Braubacher, dem Molau- und Holzappeler, dem Ramsbecker und dem Westeifeler Bezirk vor. Ausnahmen bilden nur die Vorkommen von Mechernich und Aachen, die Lager im Buntsandstein und Höhlenfüllungen im Kohlenkalk darstellen. Die geologische Geschichte der Gänge läßt sich in drei Zeitabschnitte gliedern. Im ältesten, der noch in die Devonzeit fällt, sind die unterdevonischen Schichten aufgerichtet, gefaltet und danach durch große tektonische Brüche in Schollen zerlegt worden. Längs der Hauptbruchlinien haben sich dabei »Ganggräben« gebildet. In den entstandenen Spalten hat sich zuerst Spateisenstein mit etwas Schwefelkies, dann, in etwas späterer Zeit, die Hauptmenge des Quarzes ausgeschieden. Der zweite Abschnitt schließt mit dem zweiten großen Faltungsschub ab, dem das rheinische Schiefergebirge in der späteren Kohlenzeit ausgesetzt gewesen ist. Damals ist die Hauptmenge der Blei- und Zinkerze in die Gänge eingewandert, meist im Wege metasomatischer Verdrängung der im ersten Abschnitt ausgeschiedenen Mineralien, des Spateisensteins und des Quarzes. In dem bis zur Gegenwart reichenden dritten Abschnitt sind die Gänge, nachdem sie schon vorher viele Störungen erlitten hatten, durch weitere tektonische Brüche zerrissen und verworfen worden. Außerdem hat sich durch Einwirkungen von der Oberfläche her der eiserne Hut der Gänge gebildet und sind an dessen unterer Grenze infolge von Abwärtswanderungen der Mineralien sekundäre Anreicherungen von Blei- und Kupfererzen entstanden. In der Tiefenerstreckung der Gänge haben sich Beweise für das Vorhandensein »primärer Teufenunterschiede« nicht auffinden lassen. Man kann vielmehr ohne Bedenken behaupten, daß sich die rheinischen Erzgänge nicht einzeln, aber wohl in ihrer Gesamtheit, ohne wesentliche Aenderung ihres Verhaltens bis in unberechenbare Teufen hernieder erstrecken. Der Bergbau wird beim Niedergehen in die Teufe durch Wasserzuflüsse nicht mehr als bereits bisher gestört werden. Die Erschwerung, die ihm aus der Zunahme der Gebirgstemperatur mit der Tiefe droht, wird sich auch verhältnismäßig erträglich gestalten, da die geothermische Tiefenstufe im rheinischen Schiefergebirge durchschnittlich 45 m gegen 25 bis 28 m im westfälischen Kohlenbezirk beträgt, so daß man bis zu 1500 m Tiefe niedergehen können wird, ehe eine Gebirgstemperatur von 40° C erreicht wird.

[1]) s. Z. 1912 S. 696, 810.

Hr. Pütz aus Tarnowitz sprach über den gegenwärtigen Stand der Aufbereitung kiesiger Zink- und Bleierze in Oberschlesien. Für die Gewinnung von Zinkerzen als Haupterzeugnis kommen in Oberschlesien gegenwärtig 12 Gruben in Betracht, die im Jahre 1911 rd. 375200 t Zinkblende, 11890 t Galmei, 47720 t Bleierze und 10560 t Schwefelkies oder Markasit mit einem Gesamtwert von rd. 36,6 Mill. ℳ gewonnen haben. Der Rohstoff wird in 9 Blendewäschen für eine Leistung von insgesamt 410 t/st und 6 Galmeiwäschen für 100 t/st auf nassem Wege verarbeitet. Außerdem sind eine trockenmagnetische Aufbereitung für 15 t/st und eine naßmagnetische für 5 t/st in 24stündigem Betrieb. Die Hauptschwierigkeiten der Aufbereitung liegen in der innigen Verwachsung von Schwefelkies und Zinkblende, der lettigen Beschaffenheit des Haufwerkes, der wechselnden Zusammensetzung und der oft großen Armut an Erzen. Die vorwiegend neuzeitlichen Anlagen erzielen eine günstige Anreicherung z. B. von 7 bis 12 vH Zinkgehalt im Rohstoff auf 40 vH und mehr im Fertigerzeugnis, sowie ein Ausbringen bis etwa 89 vH an Zink. Die größte Anlage ist die Blendewäsche der Bergwerksgesellschaft Georg von Giesches Erben für 1000 t in 10 st.

Darauf ging der Redner auf den Verlauf der Aufbereitung und auf die Mittel und Wege zur Auswertung der stark schwefelkieshaltigen Teile der Lagerstätten und der ausgedehnten Halden ein.

Hr. Stephan aus Ugine berichtete über seine Versuche mit der Erzeugung von Metallen im elektrischen Ofen. Den dabei verwendeten Elektrodenofen, Bauart Girod, hat man im Laufe der Versuche mehrfach umgebaut, um die Heizarten, nämlich die Lichtbogen- und Widerstandheizung, auszuprobieren und sichere Unterlagen für den Bau größerer Oefen zu gewinnen. Elektrolytische Wirkungen waren dabei nicht beabsichtigt, vielmehr wurde im elektrischen Strom ausschließlich die Wärmequelle gesucht. Es wurde mit Gleichstrom und auch mit Wechselstrom und mit verschiedenen Spannungen gearbeitet. Für die Elektroden brauchte man teils Kohle, teils weichen Stahl oder Kupfer mit Wasserkühlung. Beim Schmelzen der Erze war eine Temperatur notwendig, die über das erwartete Maß hinausging. Bei einzelnen Versuchen zum Schmelzen der Erze ohne Zuschlag mußten Temperaturen von mehr als 1900° angewendet werden. Aus seinen Versuchen zog der Redner folgende Schlußfolgerung: Der elektrische Ofen wird für die Verhüttung von Kupfererzen kaum eine große Bedeutung erlangen, da die jetzigen metallurgischen Einrichtungen so wirtschaftlich arbeiten, daß ein Wettbewerb von seiner Seite überall da nicht zu erwarten ist, wo der elektrische Strom durch Verbrennen von Kohlen erzeugt werden muß. In Gegenden aber, die an festem Brennstoff arm und an Wasserkraft reich sind, von wo aus die Beförderung der Erze außerdem unwirtschaftlich ist, wird der elektrische Ofen ein wertvoller Gehülfe der Kupferindustrie werden. Aehnliches gilt für das elektrische Schmelzen von Nickel- und Zinkerzen.

Vierstöckige Gießereianlage. Beschränkte Platzverhältnisse haben die Chandler & Price Co., die in Cleveland, O., eine Fabrik von Druckereipressen betreibt, veranlaßt, für ihre neu anzulegende Gießerei ein aus einem Kellergeschoß und 3 Stockwerken bestehendes Gebäude zu bauen. Ungewöhnlicherweise ist dabei der Gießraum mit dem Kuppelofen und der Formerei im obersten Stockwerk untergebracht worden, während das darunter liegende Geschoß die Putzerei und das Modellager und das Erdgeschoß das Lager der fertigen Gußstücke enthält. Im Keller befinden sich die Sand- und Koksvorräte. Die Gußstücke, die bis zu 183 kg schwer sind, werden vom obersten zu den unteren Stockwerken auf Schurren befördert, die Beschickstoffe usw. werden zum obersten Stock durch einen Aufzug gehoben. Alle Formen werden mit Maschinen hergestellt. Der Gieß- und Formraum soll infolge seiner Lage sehr hell und bequem zu lüften sein. Der elektrische Strom für die Beleuchtung und Kraftversorgung befindet sich in einem Seitenflügel im zweiten Stock und enthält eine 250 KW-Gleichstromdynamo mit Dampfmaschinenantrieb. Das Gebäude besteht aus Eisen und Ziegelmauerwerk, die schwer belasteten Decken aus Eisenbeton. (The Iron Age vom 19. September 1912)

Einführung einer Kolonialeisenbahn-Bau- und Betriebsordnung (KBO) in den deutsch-afrikanischen Schutzgebieten. Die vor einigen Jahren entworfene Koloniale Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung ist durch Reichskanzler-Verordnung vom 15. Juli 1912 mit Wirkung vom 1. Januar 1913 in Kraft gesetzt worden und findet sich im amtlichen Teile des Deutschen Kolonialblattes Nr. 15 S. 679 u. f. nebst Anlagen abge-

druckt. Die Anordnung und Einteilung des Stoffes und die Zählung der einzelnen Paragraphen entspricht genau der der heimischen BO vom 4. November 1904. Im übrigen lehnt sie sich an die heimatlichen Bestimmungen für Nebenbahnen an, sucht aber eine zu weit gehende Festlegung der Vorschriften in den Einzelheiten zu vermeiden, um die Entwicklung der kolonialen Bahnunternehmungen möglichst wenig zu beeinträchtigen. Die Vorschriften beziehen sich auf die dem öffentlichen Verkehr dienenden Bahnen für Meter-, Kap- und Feldspur (0,60 m). Die Bestimmungen für die beiden ersten Spurweiten sind auf die linke, die für die Feldspur auf die rechte Seitenhälfte, die gemeinsamen Bestimmungen über die volle Seite gedruckt. Für den Erlaß von Ausführungs- oder Ausnahmebestimmungen ist den Kaiserlichen Gouvernements ein weitgehender Spielraum eingeräumt. (Zentralblatt der Bauverwaltung 28. September 1912)

Die Straßenhochbrücke bei Holtenau[1]), die als Ersatz für die alte Prahmdrehbrücke gebaut worden ist, ist am 28. September als Prinz Heinrich-Brücke dem Verkehr übergeben worden.

Die Eisenbeton-Rippenkuppel der Breslauer Festhalle für die Ausstellung der Jahrhundert-Feier der Freiheitskriege geht jetzt ihrer Vollendung entgegen. Mit 65 m Spannweite übertrifft sie sämtliche bisher ausgeführte Kuppeln, von denen einige zum Vergleich aufgeführt sein mögen:

Pantheon, Rom	43,5 m
Peterskirche, Rom	42 »
Agia Sofia, Konstantinopel	34,5 »
Passagekaufhaus, Berlin	30 »

Ein tragbarer Steuerschalter für elektrische Krane wird neuerdings in vorteilhafter Weise bei Hebezeugen zum Laden und Entladen von Schiffen angewandt; er kann auch bei Druckwasserkranen benutzt werden. Der Kranwärter trägt den als Trommel ausgebildeten Steuerschalter an Schultergurten; er kann sich frei bewegen und sich an solchen Punkten aufstellen, wo er die zu bewegende Last vom Anheben bis zum Absetzen gut sehen kann. Der Steuerschalter ist mit dem Kran durch ein biegsames Kabel verbunden. Er ist mit zwei Kurbeln versehen, von denen die eine das Heben und Senken, die andre das Schwenken der Last vermittelt. Durch einen Schaltknopf kann der gesamte Stromkreis unterbrochen und der Kran augenblicklich still gesetzt werden. Der Strom für Kranmotoren wird wie vielfach bei elektrischen Lokomotiven und Triebwagen durch Schaltschützen ein- und ausgeschaltet. Der Steuerschalter enthält also nur die Meisterwalzen, die einen Strom von geringerer Spannung als der Betriebsspannung führen und nur die Schaltschützen betätigen. Wenn die Betriebspannung z. B. 500 V beträgt und sorgfältigere Isolation sowie größere Bemessung der stromführenden Vorrichtungen verlangt, kann der tragbare Steuerschalter mit 100 V oder noch weniger arbeiten. Der Hülfsstrom für den Steuerschalter wird durch einen kleinen Umformer geliefert, der in dem Kranhäuschen aufgestellt ist. (The Engineer 27. September 1912)

Eine **Motorfeuerspritze mit neuartiger Kreiselpumpe** haben die Adlerwerke vorm. Heinrich Kleyer A.-G. in Frankfurt a. M. vor kurzem ausgeführt. Das auf Luftreifen (vorn einfach, hinten doppelt) laufende Fahrzeug wird von einer Vierzylindermaschine von 86 mm Zyl.-Dmr., 135 mm Hub und 30 PS Leistung bei 1500 Uml./min mit Geschwindigkeiten bis zu 70 km/st angetrieben. Die Maschine kann unmittelbar mit einer Kreiselpumpe von 800 ltr/min Förderleistung bei 6 at Gegendruck gekuppelt werden, durch deren hohle Welle die Wagentreibwelle zu dem dahinter liegenden vierstufigen Wechselgetriebe und Kardanantrieb hindurchgeführt ist. Die neue Bauart der Kreiselpumpe gestattet, ohne Anwendung der bisherigen Hülfsmittel (Wasservorrat, Luftpumpe) aus einer tiefer gelegenen Wasserstelle anzusaugen. Die Pumpe, deren Inneres mit Wasser gefüllt ist, wird zunächst mit geschlossenen Druck- und Saugschiebern in Betrieb gesetzt und fördert das Wasser mittels besonderer Leitungen in stetem Kreislauf durch einen kleinen Entlüftbehälter. Oeffnet man dann den Saugschieber allmählich, so wird der Saugschlauch durch die Saugwirkung der Pumpe entlüftet, wobei die Luft in dem Entlüftbehälter abgeschieden wird. Infolgedessen kann in weniger als einer Minute auf Saughöhen bis zu 7,5 m angesaugt werden. Die Pumpe arbeitet außerdem mit doppelter Teilbeaufschlagung der Laufräder, so daß für einen bestimmten Enddruck nur halb soviel Laufräder erforderlich sind wie bei einer gewöhnlichen Hochdruck-Kreiselpumpe. Endlich ist durch die Bauart der Pumpe selbst das Auftreten von Achsschüben in der Welle ausgeschlossen.

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 1358.

Zum **Wettbewerb um den Kaiserpreis für den besten deutschen Flugzeugmotor** ist in diesen Tagen die Liste der zugelassenen Maschinen erschienen. Sie umfaßt nicht weniger als 13 Maschinen mit Luftkühlung, darunter 11 mit kreisenden Zylindern, und 52 Maschinen mit Wasserkühlung, darunter 5 mit umlaufenden und 4 mit abwärts hängenden Zylindern. Unter den Anmeldern von Maschinen mit umlaufenden Zylindern und Luftkühlung sei die Neue Automobil-Gesellschaft hervorgehoben, die zwei 14 Zylinder-Maschinen von 95 PS bei 1250 Uml./min angemeldet hat. Die Fabrik hat daneben aber auch Maschinen mit Wasserkühlung gemeldet. Die Daimler-Motorengesellschaft beteiligt sich mit 14 Maschinen, die Argus-Motorengesellschaft mit 8 Maschinen, einschließlich der Ersatzmaschinen. Die Beteiligung an dem Wettbewerb ist somit unerwartet groß, und man darf daher hoffen, daß auch die Ergebnisse zur Zufriedenheit der deutschen Industrie ausfallen werden.

Die Ergebnisse der Londoner Konferenz für Funkentelegraphie[1]) sind in einem internationalen Vertrage zusammengefaßt, der am 1. Juli 1913 an Stelle des Berliner Vertrages von 1906 in Kraft tritt. Die wichtigsten neuen oder von den früheren abweichenden Bestimmungen sind in den folgenden Artikeln des Vertrages enthalten:

Art. 3. Die Küstenstationen sind verpflichtet, mit Bordstationen ohne Unterschied des angewandten funkentelegraphischen Systems zu verkehren; dieselbe Verpflichtung liegt den Bordstationen hinsichtlich des Verkehrs mit andern Bordstationen und mit Küstenstationen ob. Zugunsten des wissenschaftlichen Fortschrittes sollen diese Bestimmungen die Anwendung eines funkentelegraphischen Systems nicht hindern, das unfähig ist, mit andern Systemen zu verkehren, vorausgesetzt, daß dieses Unvermögen der Eigenart des Systems entspringt und nicht auf Vorkehrungen beruht, die nur getroffen sind, um den Verkehr zu hindern.

Art. 8. Die Funkentelegraphen-Stationen müssen möglichst in der Weise betrieben werden, daß sie den Dienst andrer Stationen nicht stören. (Fassung wie 1906.)

Art. 9. Die Funkentelegraphen-Stationen sind verpflichtet, Notsignale mit unbedingtem Vorrang aufzunehmen, woher sie auch kommen mögen, sie zu beantworten und ihnen gebührend Folge zu geben.

Art. 21. Die vertragschließenden Teile behalten volle Freiheit hinsichtlich der in Artikel 1 nicht vorgesehenen funkentelegraphischen Anlagen (in Artikel 1 sind die Stationen bezeichnet, die dem Vertrage unterworfen sind), insbesondere der militärischen und Marineanlagen sowie der Stationen, die den Verkehr zwischen festen Punkten vermitteln. Alle diese Anlagen und Stationen unterliegen lediglich den Verpflichtungen der Artikel 8 und 9. Soweit sich jedoch diese Anlagen und Stationen mit allgemeinem Nachrichtenaustausch auf See befassen, haben sie für diesen Betrieb die Bestimmungen der Ausführungsübereinkunft über die Art der Uebermittlung und Abrechnung zu beachten.

Wenn anderseits Küstenstationen neben dem öffentlichen Verkehr mit Schiffen auf See einen Nachrichtendienst zwischen festen Punkten besorgen, so unterliegen sie für diesen Dienst nicht den Bestimmungen des Vertrages, unbeschadet der Beachtung der Artikel 8 und 9.

Die festen Stationen, die den Verkehr von Land zu Land vermitteln, dürfen den Austausch von Funkentelegrammen mit einer andern festen Station nicht aus Gründen des von dieser Station angewandten Systems ablehnen; immerhin behält jedes Land vollkommene Freiheit hinsichtlich der Regelung des Betriebes für den Verkehr zwischen festen Punkten und der Bestimmung der Nachrichten, mit denen sich die Stationen zu befassen haben.

Die neuen französischen Linienschiffe, die im Jahre 1913 auf Stapel gelegt werden, sollen **zwölf** 34 cm-Geschütze erhalten, die in drei Panzertürmen zu je vier Geschützen aufgestellt werden. Die Geschwindigkeit der Schiffe, die durch Kolbenmaschinen und Dampfturbinen vereint angetrieben werden, soll 21,5 Knoten betragen. (Schiffbau 25. Sept. 1912)

[1]) s. ETZ 26. September 1912 S. 1009.

75jähriges Bestehen der Schichauwerke. Am 4. Oktober d. J. konnten die Schichauwerke auf ihr 75jähriges Bestehen zurückblicken. Aus der kleinen Maschinenbauwerkstätte, die der erst 23jährige Ferdinand Schichau 1837 in der Altstädtischen Wallstraße in Elbing mit 8 Arbeitern eröffnete, ist in stetig steigender Entwicklung eine die Erde mit ihren Geschäftsverbindungen umspannende Weltfirma geworden, die in ihren Werken in Elbing, Danzig und Pillau rd. 8500 Arbeiter und Beamte beschäftigt und damit zu den größten Betrieben gehört, die sich heute im Privatbesitz befinden.

Bei einem gedrängten Ueberblick über die Zeit dieser glänzenden Entwicklung ist zunächst das Jahr 1840 hervorheben, das der jungen Firma den ersten Auftrag auf eine Dampfmaschine (4 PS) brachte. Ein weiterer bedeutungsvoller Auftrag folgte 1841, als die Elbinger Kaufmannschaft Ferdinand Schichau den Bau eines Dampfbaggers übertrug; es war dies der erste Dampfbagger, der überhaupt in Deutschland gebaut wurde. Mit dem Bau seiner ersten Schiffmaschine im Jahr 1847 betrat Schichau dann ein Gebiet, auf dem später seine Firma von aller Welt anerkannte Erfolge erzielte. Dieses Arbeitsgebiet brachte ihn 1851 in Verbindung mit der damaligen preußischen Kriegsmarine, die ihm den Bau der Maschinen und Kessel der Radkorvette »Danzig« übertrug, nachdem er kurze Zeit vorher eine Werft für Eisenschiffbau in Elbing angelegt hatte; hier lief auch der erste in Preußen erbaute eiserne Schraubendampfer vom Stapel.

Nach dem Ankauf der Mitzlaffschen Schiffswerft im Jahre 1873 und dem Eintritt von Carl H. Ziese, der den Schiffsmaschinenbau übernahm, setzt ein neuer Entwicklungsabschnitt des Werkes ein; hierbei befestigten und erweiterten sich die Beziehungen Schichaus zu unserer Kriegsmarine in so erfolgreicher Weise, daß sein Name auf das engste mit der Entwicklung unserer Seewehr verknüpft ist. Namentlich wird die Entwicklung des Torpedobootbaues durch die Schichauwerft bis zu den heutigen Turbinen-Torpedobooten stets einen glänzenden Abschnitt in der Geschichte des Schiffbaues bilden.

Im Jahr 1889 wurden die Dockanlagen und die Reparaturwerkstätte in Pillau errichtet, 1890 folgte mit der Errichtung der Werft in Danzig die Aufnahme des Großschiffbaues. Als dann am 23. Januar 1896 Ferdinand Schichau im fast vollendeten 82sten Lebensjahre starb, übernahm sein Schwiegersohn Carl H. Ziese die Leitung der Werke, die nunmehr bereits zu den größten Europas gehörten. Der Bau der großen Kriegs- und Handelsschiffe machte 1897 eine weitere Vergrößerung der Anlagen durch eine mit allen Hülfsmitteln ausgerüstete Stahlgießerei in Elbing erforderlich.

Von den übrigen Arbeitsgebieten der Firma, die sich auf den allgemeinen Maschinenbau, den Bau und die Einrichtung von Zuckerfabriken, Pumpwerken usw. erstrecken, ist vor allem noch der Lokomotivbau zu nennen, den Schichau bereits 1859 aufgenommen hat; bis heute dürften rd. 2000 Lokomotiven die Schichauschen Werke verlassen haben.

Die großen Verdienste, die sich Schichau und Ziese um den deutschen Maschinen- und Schiffbau erworben haben, hat der Verein deutscher Ingenieure dankbar anerkannt, indem er jenem im Jahre 1894 — dem ersten ihres Bestehens —, diesem im Jahre 1910 seine höchste Ehrung, die Grashof-Denkmünze, zuerkannt hat.

Patentbericht.

Kl. 13. Nr. 238845. Ueberhitzer. New Superheater Company Ltd., London. Der Dampf tritt aus dem Kessel im unteren Teile der Kammer a durch das Rohr i ein und geht durch die Rohre a_1, die Kammer g_1 und die Rohre a_2 nach der anderen Kammer a auf der linken Seite der Rauchkammer. Von dort gelangt er in die Nachbarkammer c, durch die Rohre c_1 und die gegenüberliegende Kammer c in die innere Vorderkammer b, dann durch Rohre b_1 und die Kammer g_2 in die gegenüberliegende Kammer b. Durch die Hinterkammer e und die Rohre e_1 strömt er durch die Leitung k zu den Maschinenzylindern. Die Zwischenkammer g, die in mehrere Unterkammern g_1, g_2 geteilt ist, ist als Ringkammer ausgebildet, durch die der Weg vom Blasrohr h zum Schornstein f führt.

Kl. 47. Nr. 238913. Schmierung für Kugel- oder Rollenlager. H. Heß, Philadelphia. Der Oelraum der in Oel laufenden Kugel- oder Rollenlager ist nach außen hin durch zur Achse gleichachsige Hülsen f, g abgeschlossen, die mit dem äußeren Lagerkörper d dicht verbunden sind und mit Spiel in tiefe Einschnitte des inneren Laufringes eingreifen. Dadurch wird erreicht, daß auch bei Schrägstellungen oder bei schwingenden Bewegungen des Lagers das Oel nicht ausfließen kann, während die Kugeln trotzdem ständig in Oel laufen.

Wagerechte

Kl. 47. Nr. 239926. Kreuzkopfgelenk. Dr. W. Schmidt, Kassel-Wilhelmshöhe. Der mit dem Kolben vereinigte Kreuzkopf b trägt einen querliegenden Zapfen e mit einer Aussparung, auf deren Boden sich eine Rollfläche f befindet, auf der ein Einsatz i der den Zapfen e ringartig umschließenden Pleuelstange h, c abrollt. Die Rollflächen f und i übertragen den Druck vom Kolben auf die Pleuelstange und die Maschinenkurbel.

Kl. 77. Nr. 249176. Steuerung. A. Euler, Frankfurt a. M. Der größere Steuerhebel a kann auf der Achse c seitliche Schwingungen ausführen und die Schräglagensteuerung vermittels der Drähte i, i bedienen. c schwingt um die Achse d, so daß durch Vor- und Rückwärtsbewegung die Höhensteuerung vermittels der Drähte g, g besorgt wird. Auf c ist gleichfalls seitlich schwingbar der kleinere Hebel b angebracht, der vermittels der Rolle f, über welche die nach dem Seitensteuer führenden Drähte h, h laufen, das Seitensteuer bewegt.

Kl. 77. Nr. 248770. Schraube für Luft- und Wasserfahrzeuge. A. J. Mahoudeau de Villethiou, Paris. Die Flügel p der Schraube sind an einem Ring c befestigt, der durch eine Spirale s mit der Welle a verbunden ist. Luft und Wasser können durch den mittleren Teil frei hindurchstreichen, und die Spirale bildet eine nachgiebige Befestigung.

Zuschriften an die Redaktion.

Das Delphinpumpwerk und seine Anwendung.

Hr. Paul Kurgaß kommt in seinem unter vorstehender Ueberschrift in Nr. 11 S. 435 veröffentlichten Aufsatz zu dem Schlußergebnis, daß ein Delphinpumpwerk in wirtschaftlicher Hinsicht den Wasserwerken mit Ausgleichbehältern überlegen ist. Er stützt diese Behauptung auf die auf S. 440 gegebene Kostengegenüberstellung, welche für eine Stadt von etwa 3000 Einwohnern mit rd. 33000 ℳ zugunsten des Delphinpumpwerks abschließt.

Seit der Veröffentlichung des Kurgaßschen Aufsatzes sind an mich verschiedene Anfragen ergangen, ob denn tatsächlich Wasserbehälter überflüssige Bauwerke seien, deren Anlagekosten man bei Anschaffung eines Delphinpumpwerkes ersparen könne. Da dies, wie sich leicht beweisen läßt, durchaus nicht der Fall ist, so möge im nachstehenden ein den tatsächlichen Verhältnissen entsprechender Vergleich zwischen Wasserwerken mit und ohne Behälter gegeben werden.

Was ist der Hauptzweck der Wasserwerksbehälter?

Bekanntlich die tägliche Ausgleichung des Unterschiedes, der zwischen der regelmäßigen, nahezu konstanten Zufluß- bezw. Fördermenge und der schwankenden Verbrauchsmenge besteht.

Ueber die Art und Weise, wie der tägliche Wasserverbrauch einer Stadt schwankt, gibt die nachstehende, der Wirklichkeit entnommene Schaulinie Aufschluß.

Die wagerechte, gestrichelte Linie stellt die aus dem gesamten täglichen Verbrauch abgeleitete Linie des mittleren täglichen Verbrauches dar. Man erkennt aus den seitlich angeführten Prozentzahlen unschwer, daß die höchste tägliche Verbrauchmenge (z. B. 6 Uhr nachmittags) angenähert das Doppelte der durchschnittlichen Verbrauchmenge (Q_d) ist. Es ist dies ein alter Erfahrungssatz aus der städtischen Wasserwerkspraxis.

Habe ich nun ein Wasserhebewerk, so kann ich den Betrieb in zweifacher Weise einrichten.

1) Mit Ausgleichbehälter. Dies geschieht am zweckmäßigsten in der Weise, daß ich die Leistungsgröße der Förderanlage gleich der mittleren täglichen Verbrauchmenge, also $= Q_d$ mache. Die Förderanlage arbeitet stets mit gleicher Leistung. In der Zeit, in welcher der Verbrauch die Fördermenge unterschreitet, sammelt sich der Ueberschuß im Ausgleichbehälter, der ihn dann zur Zeit des über dem Mittel liegenden Verbrauches als Zuschuß an das Versorgungsgebiet abgibt. Die Flächen A und B entsprechen dem zeitlich nicht verbrauchten Betriebüberschuß. Die Fläche C stellt den Plusverbrauch gegenüber der konstanten Fördermenge dar. Die Flächen $A + B$ müssen $= C$ sein und stellen zugleich das zweckmäßige Maß des Behälterinhaltes dar. Die erforderliche Maschinen- und Pumpengröße ist $= Q_d$.

Stündlicher Wasserverbrauch einer Gemeinde.

2) Ohne Ausgleichbehälter. Da ein solcher fehlt, die Verbrauchmenge aber von 0- bis 2 mal Q_d schwankt, so müssen auch Maschinen und Pumpen mit ungleicher Leistung arbeiten, also alle Mengen von 0- bis 2 mal Q_d fördern können. Diese Betriebart setzt also eine Förderanlage voraus, welche imstande ist (wenn auch nur vorübergehend), 2 mal Q_d zu leisten. Ich brauche also eine Maschinen- und Pumpengröße = 2 mal Q_d, die doppelt so groß ist wie beim Betrieb mit Ausgleichbehälter.

Vorausgesetzt nun, daß es sich um ein Quell- oder Grundwasserwerk handelt, so wird selbstverständlich die Wasserfassung bei einem Hebewerk mit Behälter nur konstant mit der Menge Q_d beansprucht. Arbeite ich ohne Behälter, so muß die Fassung imstande sein, die Fördermenge 2 mal Q_d zu decken, d. h. ich brauche ohne Behälter eine doppelt so große Fassung wie mit Behalter.

Vorausgesetzt ferner, daß (wie dies meist bei deutschen Grundwasserwerken der Fall ist) das Wasser enteisent werden muß, so ist auch die Enteisenungsanlage einer Wasserwerkanlage ohne Behälter für die Menge 2 mal Q_d zu bemessen, während ein Wasserwerk mit Behälter mit einer solchen von der Größe $= Q_d$ auskommt.

Man sieht also aus vorstehendem, daß bei einem Wasserwerk ohne Behälter zwar die Kosten des Behälters gespart werden, daß dafür aber doppelte Kosten für Betriebsanlage, Fassung und Enteisenung aufzubringen sind. Hierzu kommen noch als Plus bei einem Delphinpumpwerk die Druckwindkessel nebst zugehörigem Raum und den patentierten Ausschaltvorrichtungen, die im ganzen im vorliegenden Falle auf etwa 5000 ℳ zu veranschlagen sind.

Der auf S. 440 abgedruckte Vergleich der reinen Baukosten ist demnach in Wirklichkeit (vorausgesetzt gleiche Antriebkraft und Sicherung des Betriebes in beiden Fällen durch volle Reserve an Maschinen) folgendermaßen abzuändern:

	mit Behälter ℳ	ohne Behälter ℳ
Wassergewinnung und Pumpstation	12000	24000
Maschinenanlage	7500	15000
besondere Druckwindkessel mit Ausschaltvorrichtung		5000
Wasserturm	25000	–
elektrischer Wasserstandanzeiger	1500	–
Enteisenungsanlage	20000	40000
Rohrnetz	40000	40000
Summe	106000	124000

Das ergibt also bei einer Wasserwerkanlage für 3000 Einwohner rd. 18000 ℳ zu ungunsten des Delphinpumpwerkes. In dem Kostenvergleich sind die von Hrn. Kurgaß noch besonders herangezogenen Wohngebäudekosten (natürlich zu gunsten der Delphinanlage) fortgelassen, da eine elektrisch angetriebene Anlage mit Turm keine größere Wartung erheischt als eine solche ohne Turm. In Wirklichkeit ist eher anzunehmen, daß eine Turmanlage mit konstantem Betrieb weniger Wartung erfordern wird als eine Delphinanlage mit doppelten Maschinenaggregaten, die sprungweise arbeiten und sich durch ständiges Ein- und Ausschalten dem schwankenden Wasserverbrauch anpassen müssen.

Es ist ferner zu berücksichtigen, daß der Vorteil der Turmwasserwerke, mit einer Betriebschicht auszukommen, bei Delphinanlagen ganz fortfällt. Hier fehlt eben jeder größere Wasservorrat und sie müssen daher Tag und Nacht (schon wegen der Feuersgefahr) betriebsfähig sein.

Bekanntlich gilt in der Wasserwerktechnik der Grundsatz, daß man Fassungen und Filteranlagen möglichst gleichmäßig beanspruchen soll. Geschieht dies nicht, so leiden darunter leicht die Fassungskörper, und das Filtrat wird durch veränderliche Beaufschlagung in seiner Güte stark herabgedrückt. Also auch von diesen Gesichtspunkten aus kann eine Delphinanlage nur als minderwertig bezeichnet werden.

Aus dem Vorstehenden dürfte wohl zur Genüge hervorgehen, daß dem Delphinpumpwerk zahlreiche Mängel nachgewiesen werden können. Alle diese Mängel sind ausnahmslos zurückzuführen auf den Fortfall eines ausgleichenden Behälterinhaltes. Hier bewahrheitet sich der alte Erfahrungssatz, daß überall dort, wo zu- oder abfließende Massen der Größe nach schwanken, ein rationeller Betrieb nur durch Einschaltung von Vorratseinrichtungen denkbar ist. Dies gilt im Wasserversorgungswesen, im Gasfach, bei Talsperren, im Bankwesen und allen sonstigen Betrieben, die mit fluktuierenden Mengen zu rechnen haben.

Folgerichtig kann man dem Delphinpumpwerk eine wirtschaftlich begründete Daseinsberechtigung nur in solchen Fällen zusprechen, wo die Verbrauchsmengen keinen oder nur geringen Schwankungen unterworfen sind. Dies ist aber niemals bei städtischen Wasserversorgungen der Fall, und man kann deshalb behaupten, daß überall dort, wo ein Gemeindewasserwerk ausschließlich mit Delphinpumpen arbeitet, ein nicht zu rechtfertigender wirtschaftlicher Mißgriff vorliegt.

Anders liegt ja die Sache, wenn Verbrauchs- und Fördermengen nahezu konstant sind, wie z. B. bei Fabrikbetrieben oder bei Zusatzwasserwerken, die zur Verstärkung der Leistung bestehender Wasserwerke mit bereits vorhandenen Ausgleichbehältern dienen. Nur in solchen Ausnahmefällen wird man aus sachlichen Gründen heraus das Delphinpumpwerk zur Annahme empfehlen können. Sonst nicht.

Berlin, den 5. Juli 1912. E. Prinz, Zivilingenieur.

Auf die vorstehende Ausarbeitung des Hrn. Zivilingenieurs E. Prinz, Berlin, erwidere ich:

1) Wohl bei den meisten Wasserwerken und ganz besonders bei kleinen wird, auch wenn ein Ausgleichbehälter vorhanden ist, der Betrieb in der Praxis in der Weise gehandhabt, daß nicht ununterbrochen während der 24 Stunden des Tages die durchschnittliche Wassermenge gefördert wird, vielmehr pflegt man den Maschinenbetrieb möglichst nur auf die Tagesstunden zu beschränken und mit 2 mal Q_d zu pumpen, schon um die Mehrkosten für die doppelte Bedienung zu sparen, die bei kleineren Anlagen einen erheblichen Pro-

entsatz von den Gesamtbetriebsausgaben ausmachen würden. Hr. Prinz gibt solches selbst zu, indem er an einer andern Stelle sagt:

»Es ist ferner zu berücksichtigen, daß der Vorteil der Turmwasserwerke, mit einer Betriebschicht auszukommen, bei Delphinanlagen ganz fortfällt«, und setzt sich damit in direkten Widerspruch zu dem, was er vorher zu 1) gesagt hat.

Aber auch bei Ausschaltung des Wasserturmes muß für ein Turmwasserwerk der Betrieb aufrecht erhalten werden können. Dieser Fall tritt gar nicht so selten ein, beispielsweise immer bei Erneuerung des Anstriches, Reparaturarbeiten usw.

Es ist auch bekannt, daß vor etwa 3/4 Jahren in Leipzig ein Teil der Kasernen abbrannte, während gerade der Wasserturm sich in Reparatur befand, so daß die Löscharbeiten vollständig gehemmt wurden.

2) Nach dem vorstehend Gesagten ergibt sich, daß im allgemeinen praktisch ein Unterschied hinsichtlich der Beanspruchung der Wassergewinnungs-, Förderungs- und Enteisenungsanlagen bei einem Delphinpumpwerke gegen ein Turmwasserwerk nicht in Betracht kommt. Es wird natürlich beim Delphinpumpwerk so gut wie beim Turmwasserwerke Sache der maschinellen Projektbearbeitung sein, in dieser Hinsicht etwa besondern Verhältnissen durch richtige Verteilung der Leistungen auf die einzelnen Aggregate zu entsprechen. Jedenfalls kann nicht die Rede davon sein, daß bei einem Delphinpumpwerke die doppelten Anlagekosten des Behälters für Betriebsanlage, Fassung und Enteisenung aufzubringen sind. Mein auf S. 440 abgedruckter Vergleich der reinen Baukosten betrifft tatsächliche Ausführungen, ich habe daher nicht die geringste Veranlassung noch Berechtigung, den Boden der Wirklichkeit zu verlassen und mich auf das Gebiet abstrakter Berechnungen zu begeben, auf dem die Annahmen mehr oder weniger willkürlich sind. Im übrigen lassen sich selbstverständlich Delphinpumpwerke auch für Wasserwerke mit Enteisenungen verwenden.

Ich behalte mir vor, hierauf zurückzukommen, sobald eine solche zur Ausführung stehende Anlage sich in Betrieb befinden wird.

Wenn Hr. Prinz annimmt, daß eine Turmanlage weniger Wartung erfordert als ein Delphinpumpwerk, weil man nach seiner Ansicht bei Delphinpumpanlagen mit einer doppelten Betriebschicht zu rechnen hat, so ist er im Irrtum, und ich möchte ihm empfehlen, sich bei solchen Anlagen hierüber zu unterrichten, die schon lange Zeit, zum Teil seit fast 3 Jahren in Betrieb sind, wie Düsseldorf-Gerresheim. Bei diesem Werke schwankt die Wasserabgabe sogar in außerordentlich weiten Grenzen wegen des Anschlusses einer großen Anstalt, die zeitweise gar kein Wasser, zeitweise bis zu 500 cbm täglich der Anlage entnimmt, je nachdem ihr eigenes Werk in Betrieb ist oder nicht. In Gerresheim versieht ebenfalls ein Beamter im Nebenamte die Wartung der Delphinpumpwerksanlage, die ihn täglich wenige Stunden, aber niemals nachts in Anspruch nimmt. Die Gerresheimer Anlage hat auch ebensowenig versagt, wie andre Delphinpumpwerke, z. B. Solingen-Krahenhöhe, Neumarkt, Riedisheim usw., welche ganze Stadtteile bezw. ganze Gemeinden ausschließlich mit Wasser versorgen.

In Riedisheim versieht ein Polizeisergeant im Nebenamte den gesamten Betrieb des Werkes. Mängel an den Fassungskörpern oder dergl. haben sich nirgend gezeigt. Für Enteisenungsanlagen läßt sich auf höchst einfache Weise ein zufriedenstellender Betrieb erzielen.

Wenn Hr. Prinz zum rationellen Betrieb eines Wasserwerkes unbedingt die Einschaltung von Vorratseinrichtungen für nötig hält, so stimme ich ihm bedingt zu. Es kommt darauf an, was man hierunter versteht. Unter einer Vorratseinrichtung kann man auch eine produktive Reserve in den Maschinen verstehen, die jederzeit selbsttätig und unabhängig von einem Wärter einspringt, wenn es erforderlich ist: beispielsweise bei einem größeren nächtlichen Brande, einem größeren Rohrbruch oder dergl. Gerade in Gerresheim wurde diese Reserve wiederholt bei nächtlichen Bränden und Rohrbrüchen in Anspruch genommen, während der Betriebswärter bezw. das Wasserwerk erst am folgenden Morgen durch die (selbsttätigen) Aufzeichnungen des Schreibmanometers davon Kenntnis bekam, daß eine außerordentliche Wasserabgabe stattgefunden hatte.

Endlich werden die Stadtverwaltungen, welche nach sorgsamer Erwägung Delphinpumpwerke ausschließlich für die Wasserversorgung einer Gemeinde oder größerer Teile derselben einrichteten, sich hinsichtlich des Prinzschen Vorwurfes, einen wirtschaftlichen Mißgriff begangen zu haben, wohl zu trösten wissen, zumal für sie auch jetzt nach Jahren nicht der geringste Grund vorliegt, ihre früheren Entschließungen betreffend Einführung des Delphinpumpwerkes etwa zu bereuen.

Düsseldorf, den 10. September 1912. P. Kurgaß.

Angelegenheiten des Vereines.

Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen.

Der Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen hat die bisher beschlossenen vier Sätze: I. Der Wert des mechanischen Wärme-Aequivalents[1]; II. Leitfähigkeit und Leitwert[1]; III. Temperaturbezeichnungen[2]; IV. Einheit der Leistung[3], sowie eine Liste der zur allgemeinen Benutzung vorgeschlagenen Formelzeichen[3] auf einem Blatte herausgegeben, das zum Preise von 2 ℳ für 100 Stück von der Geschäftstelle des Elektrotechnischen Vereins, Berlin, Königgrätzer Str. 106, bezogen werden kann.

Die in Z. 1912 S. 1480 veröffentlichten

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung 1912

werden gegen Einsendung von 50 ₰ postfrei abgegeben.

Die nach dem Stande vom Anfang 1912 abgeschlossene, wesentlich erweiterte dritte Auflage des

Bücher- und Zeitschriften-Verzeichnisses

der Bücherei des Vereines deutscher Ingenieure ist fertiggestellt und wird den Mitgliedern gegen Einsendung von 50 ₰ (innerhalb Deutschlands postfrei) zugesandt.

Unsere Büchersammlung dient zugleich als Handbücherei der Redaktion der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure; deshalb können ihre Bestände nicht verliehen werden.

[1] s. Z. 1910 S. 956. [2] s. Z. 1909 S. 1611. [3] s. Z. 1912 S. 1483.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **124. Heft** erschienen; es enthält:

Georg Lindner: Winddruck in Silos und Schachtöfen.
Huldreich Keller: Berechnung gewölbter Platten.

Dieses Heft enthält als erstes, entsprechend dem Beschluß des Vorstandes vom 8. Januar 1912 (s. Z. 1912 S. 331), Arbeiten, die nicht auf Versuchen aufgebaut sind, sondern auf rein theoretischem Wege für die Praxis wichtige Fragen der Lösung entgegen führen.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 124** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 42. **Sonnabend, den 19. Oktober 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Neuere Baggerkonstruktionen.[1]

Von Regierungsbaumeister **Paulmann** und Regierungsbaumeister **Blaum.**

Vorrichtungen zum Sieben und Trennen des Baggergutes.

Beim Beseitigen größerer Bodenmengen tritt gelegentlich der Fall ein, daß der gewonnene Boden für Bauzwecke weiter verwandt werden kann, wenn er vorher getrennt und gereinigt wird. In erster Linie trifft dies bei Baggern, die Kies fördern, zu. Jedoch kommen gelegentlich auch brüchige Gesteine vor, die, wenn sie leicht gesondert werden können, für Bauzwecke weiter verwendbar sind. Solche Anlagen werden aber nur wirtschaftlich arbeiten, wenn die Aussondervorrichtung unmittelbar auf den Baggern aufgebaut wird. Hauptsächlich kommen hierfür Eimerbagger in Frage; es finden sich aber auch Pumpenbagger, die mit solchen Einrichtungen versehen sind. Eine besondere Bedeutung haben derartige Anlagen auf Eimerbaggern, die zum Ausheben von Kiesgruben, also zur ausschließlichen Gewinnung von Kies bestimmt sind.

Eine einfache Vorrichtung, den gewonnenen Kies zu waschen und zu trennen, zeigen Fig. 1 bis 3. Die Eimer entleeren sich in einen Schüttkasten mit festem, schrägem Boden, dessen Neigung so groß ist, daß der Kies langsam auf ein schräges Sieb von 20 mm Maschenweite weiterrutscht. Auf dieses Sieb wird durch 2 Brausen Wasser gespritzt; dadurch werden der Kies von weniger als 20 mm Korngröße und der mitgebaggerte Sand durch das Sieb hindurchgespült und von einem zweiten Sieb aufgefangen. Die großen Steine rutschen auf dem ersten Sieb weiter und gelangen über eine bewegliche Rinne in einen Prahm. Das durch das erste Sieb durchgespülte Baggergut wird auf dem zweiten Sieb von 2 mm Maschenweite durch das mitströmende Wasser von dem mitgebaggerten feinen Sande befreit. Sand und Wasser werden unter dem Sieb aufgefangen und durch eine geschlossene Rinne in einen zweiten Prahm geleitet, während der gewonnene Kies über eine an das zweite Sieb anschließende Schüttrinne in einen dritten Prahm stürzt.

Die durch die Brausen zugesetzte Wassermenge beträgt 100 cbm/st bei einer Baggerleistung von rd. 60 cbm/st. Die Eimer haben 70 ltr Inhalt, und die Zahl der Eimerschüttungen beträgt 18 i. d. Min. Das ablaufende Kettenende ist über eine Leittrommel geführt, damit man die Schüttkante möglichst hoch lagern und die Bauhöhe des ganzen Gerätes einschränken kann. Die Siebe sind in der Querrichtung geteilt, um sie leichter herausnehmen zu können. Sie liegen auf Hürden aus Rundeisenstäben und sind von seitlichen Stegen aus zugänglich.

Der in Fig. 4 bis 6 dargestellte Bagger ist für Kiesgruben gebaut, bei denen der Kies unter einer Bodenschicht liegt, die vor der eigentlichen Kiesgewinnung entfernt werden muß. Solange der Bagger nur Boden fördert, wird das aus den Eimern stürzende Baggergut in die oberste Rinne geführt und unter Wasserzusatz durch eine lange Hängerinne fortgespült. Das Wasser wird von 2 Kreiselpumpen von je 4 cbm/min Leistung geliefert. Um die Standsicherheit des Baggers durch die angehängte lange Spülrinne nicht zu gefährden, wird auf der der Rinne entgegengesetzten Seite ein Prahm an 2 schwere auf dem Deck des Baggers befestigte Eisenträger angehängt. Ist der Mutterboden entfernt und die Kiesgewinnung möglich, so fällt das Baggergut im Schüttkasten nicht mehr auf eine dichte Platte, sondern auf einen Rost von 60 mm l. W., der die groben Steine absondert. Diese fallen durch dieselbe Schüttrinne, durch die zuvor der Boden fortgeschwemmt worden ist, werden jedoch in einen unmittelbar neben dem Bagger liegenden Prahm geleitet. Der durch den Rost hindurchfallende Kies und Sand stürzt auf ein zweites Sieb von einer Maschenweite, die der Größe des zu gewinnenden Kieses entspricht. Auf diesem Sieb wird wie bei der zuerst beschriebenen Anlage durch Wasserzusatz (4 cbm/min) der Sand ausgespült, mit dem Zusatzwasser unter dem Sieb aufgefangen und in eine Rinne geleitet. Aus dieser fließt das Gemisch entweder in einen Prahm oder in die Kiesgrube zurück. Der auf dem Siebe verbleibende Kies rutscht über eine Schüttrinne in einen Prahm. Der Bagger ist für eine Leistung von 180 cbm/st bei 10 m Arbeitstiefe gebaut. Die Eimer haben 220 ltr Inhalt. Die beiden Schiffsgefäße sind je 35 m lang, 2,8 m breit und haben 1 m Tiefgang. Die Gesamtbreite des Baggers beträgt 7,2 m. Die Kessel- und Maschinenanlage steht auf einem über beiden Schiffen aufgebauten Grundrahmen auf Deck. Die beiden Spülpumpen von je 4 cbm/min Leistung werden von einer stehenden Verbunddampfmaschine angetrieben. Der Bagger arbeitet mit 4 Seiten- und einer Vorkette.

Bei den bisher beschriebenen beiden Anlagen rutscht das Baggergut infolge der eigenen Schwere über die Siebe,

[1]) s. Z. 1911 S. 1923 u. f.

wobei die Bewegung durch reichlichen Wasserzusatz unterstützt wird. Diese Anordnung ist einfach und verhältnismäßig billig, gestattet aber nur eine Absonderung der ganz großen Steine und des feinen Sandes. Eine genauere Trennung des Materials nach der Größe wird durch die Verwendung eines Trommelsiebes erreicht. Hierbei wird das Baggergut viel länger auf dem Siebe hin- und herbewegt und dabei gründlicher gewaschen.

Fig. 1 bis 3.

Vorrichtung zum Kieswaschen, gebaut von der Mannheimer Schiffs- und Maschinenbau-A.-G.

Maßstab 1 : 100.

Fig. 7 bis 10 zeigen eine Trennvorrichtung mit Trommelsieb. Das Baggergut fällt aus dem Schütttrichter in eine Trommel, die aus drei einander umfassenden Sieben besteht. Das innere, längste Sieb von 1000 mm lichtem Durchmesser hat Löcher von 70 mm Weite. Das zweite kürzere Sieb von 1350 mm Dmr. ist mit Löchern von 50 mm, das dritte, äußere Sieb von 1700 mm Dmr. mit Löchern von 30 mm Weite versehen. Der aus dem äußeren Sieb austretende Sand und das Spülwasser fallen durch einen Schlitz im Schiffsgefäß ins Wasser zurück. Zum Auffangen größerer Steine ist in den Schlitz ein Rost eingebaut. Die aus den Sieben fallenden Steine verschiedener Größe werden von drei Förderketten mit kleinen Pfannen aufgefangen. Die großen Steine werden nach Steuerbord in einen Prahm geschüttet, die kleineren und mittelgroßen nach Backbord. Die Förderketten für die kleineren und mittelgroßen Steine laufen nebeneinander. Die mittelgroßen Steine fallen unmittelbar in den Prahm, die kleineren werden in eine Schüttrinne gestürzt, die sie gleichfalls in einen Prahm ablagert. Das Trennen und das Auswaschen des Kieses wird durch einen starken Wasserstrahl unterstützt, der in die innere Siebtrommel eintritt. Das Wasser wird von einer Kolbenpumpe geliefert, die 0,3 cbm/min leistet.

Die drei Siebtrommeln sind am oberen Ende in einem Gußrahmen gelagert, an den ein Laufkranz angegossen ist. Dieser Kranz ruht auf zwei Laufrollen. Am unteren Ende sind die Trommelsiebe gegeneinander abgestützt. Das mittlere Trommelsieb hat am unteren Ende einen schweren gegossenen Rahmen mit aufgeschraubtem dreibeinigem Bock, dessen Ende die Antriebwelle aufnimmt. Die dreifache Trommel wird von einer Zwischenwelle aus mit Kettentrieb und Stirnradvorgelege gedreht. Die Förderketten laufen an beiden Enden über Vierkant-Turasse, die von der gleichen Zwischenwelle aus mit Stirnradvorgelege angetrieben werden. Die äußeren Turasse der Förderketten sind nachstellbar. Die Ausleger der Förderketten und die Schüttrinne können so weit hochgezogen werden, daß sie nur wenig über die Schiffsseitenwände hervorragen. Die Anlage ist für eine Baggerleistung von 80 cbm/st gebaut.

Fig. 11 bis 14 zeigen einen Pumpenbagger mit Siebvorrichtung. Der Bagger dient dazu, an der Küste Nordfrankreichs Kies zu baggern und an Land zu spülen. Das mit einem seitlichen Rohr aufgesaugte Baggergut wird in zwei große umlaufende Siebtrommeln geleitet, die über dem Laderaum liegen. Die Trommeln lassen nur Kies von weniger als 10 mm Korngröße durchfallen, während die größeren Steine in den vorderen Laderaum fallen, der durch ein Querschott

Fig. 4 bis 6.

Dampfbagger mit Kieswasch- und Fortspülvorrichtung, gebaut von der Mannheimer Schiffs- und Maschinenbau-A.-G.

Maßstab 1 : 200.

Fig. 7 bis 10.

Siebtrommel für einen Eimerbagger, gebaut von der Mannheimer Schiffs- und Maschinenbau-A.-G.

Maßstab 1 : 100.

Fig. 11 bis 14. Pumpenbagger mit Siebtrommel, gebaut von J. & K. Smit.

Fig. 11. Ansicht des Pumpenbaggers.

von dem Hauptladeraum getrennt ist. Ist dieser vordere Steinschacht gefüllt, bevor der Kiesschacht beladen ist, so wird der Bagger an den Ankerketten von seiner Arbeitstelle verholt, der vordere Schacht durch die Bodenklappen entleert und der Bagger wieder zur Arbeitstelle zurückgeholt. Der gewonnene Kies wird nach einem der Firma J. & K. Smit patentierten Verfahren[1]) unter Wasserzusatz aus dem Laderaum abgesaugt und dann 6 m hoch und 300 m weit an Land gespült.

Das Mittelkielschwein, Fig. 14, ist als Saugrohr ausgebildet, aus dem die Baggerpumpe das Baggergut absaugt

[1]) D. R. P. 159866

Fig. 12 und 13.
Maßstab 1 : 275.

Fig. 14. Querschnitt des Laderaumes.
Maßstab 1 : 80.

Dieses fällt durch seitliche Schieber in das Saugrohr, nachdem es vorher durch Druckwasser verdünnt ist. Das Mittelkielschwein steht am vorderen Ende bei *a*, Fig. 12, mit dem Außenwasser in Verbindung, so daß ständig ein Saugstrom in ihm erzeugt werden kann, dessen Stärke durch einen Abschlußschieber *b* geregelt wird.

Die Siebtrommeln werden von einer zwischen ihnen über dem Laderaum stehenden Maschine mit Kegelradübersetzung angetrieben. Das Baggergut wird in je einem Rohr, das bis an das vordere Ende der Trommeln reicht, zugeführt und durch Oeffnungen auf die ganze Länge des Siebes verteilt. Der Bagger kann den Kies auch unmittelbar in seitlich liegende Prähme fördern.

Zusammenfassung.

Bedeutung der Aussondervorrichtungen für Bagger. Beschreibung ausgeführter Anlagen mit schrägem Sieb und umlaufender Siebtrommel bei Eimer- und Pumpenbaggern.

Die Wahl einer Betriebskraft.[1]

Von **Friedrich Barth**, Oberingenieur an der Bayerischen Landesgewerbeanstalt in Nürnberg.

(Schluß von S. 1653)

Wärmekraftmaschine oder Elektromotor?

Diese Frage kommt in erster Linie für kleinere gewerbliche und landwirtschaftliche Betriebe in Betracht, weshalb im nachfolgenden zunächst von diesen die Rede sei. Infolge der großen Anstrengungen, die seitens der Vertreter von Verbrennungsmaschinen und von Elektromotoren gemacht werden, um die gewerblichen und kleinindustriellen Betriebe für sich zu gewinnen, wird die Frage »Wärme- oder Elektromotor« heute lebhafter denn je besprochen. Die schon seit einigen Jahren zwischen den beiden Interessentengruppen herrschende Kampfstimmung hat sich in dem Erscheinen einer Reihe von Werbeschriften geäußert, die diese Frage mehr oder weniger einseitig zugunsten der einen oder andern

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 80 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Motorart zu entscheiden suchen. Bei näherem Zusehen zeigt sich jedoch, daß der Grund für das Auseinandergehen der Anschauungen im wesentlichen darin zu suchen ist, daß von beiden Seiten verschiedene Betriebstundenzahlen angenommen werden, von den Elektrikern vorwiegend kleine, von den andern hingegen vornehmlich große. Von Einfluß auf die Wahl des Motors ist aber in der Hauptsache die jährliche Betriebsdauer.

Die Betriebsdauer eines Motors ist verschieden, je nachdem es sich um einen landwirtschaftlichen oder einen gewerblichen Betrieb handelt. In gewerblichen Betrieben wiederum schwankt die Betriebsdauer innerhalb sehr weiter Grenzen, je nach Art und Umfang des betreffenden Betriebes. Während z. B. bei landwirtschaftlichen Betrieben die jährliche Betriebsdauer kaum höher als 200 st ist, kann man sie für gewerbliche Betriebe in kleineren Städten zu etwa 800 bis 1000 st annehmen. Da mit der Größe der Stadt auch die gewerbliche Beschäftigung zunimmt, so kommt man in den gewerblichen Betrieben größerer Städte bis auf 2500 st Betriebsdauer und mehr, wobei auch die mittlere Belastung des Motors entsprechend höher ist. Bei kleinen Fabrikbetrieben in Großstädten läuft der Motor während der ganzen Arbeitzeit durch, entsprechend einer jährlichen Betriebsdauer von etwa 3000 st.

Schon diese wenigen Angaben lassen erkennen, daß es nicht möglich ist, die Zahl der Betriebstunden für bestimmte Gewerbe allgemein anzugeben, ebensowenig wie den Kraftbedarf. Es gibt in den meisten Gewerben Betriebe mit kleinem Kraftbedarf und kleiner Betriebsdauer und solche mit größerem Kraftbedarf und größerer Betriebsdauer[1]). Man muß daher stets von Fall zu Fall auf Grund der besondern Verhältnisse des betreffenden Betriebes ermitteln, wie hoch die Zahl der Betriebstunden anzunehmen ist. Hierbei muß beachtet werden, daß für die Aufstellung von wirtschaftlichen Vergleichsberechnungen nicht nur die augenblicklich zu erwartende Betriebsdauer maßgebend ist, sondern vielmehr der sich voraussichtlich im Laufe der nächsten Jahre ergebende Mittelwert. Denn meist hat die durch die maschinelle Einrichtung bedingte Erhöhung der Leistungsfähigkeit auch eine Zunahme der Beschäftigung des Betriebes zur Folge.

In den Zahlentafeln 8 bis 43 sind die Betriebskosten von Leuchtgas-, Benzin-, Naphthalin-, Diesel- und Elektromotoren für verschiedene Leistungen berechnet. Hierbei ist die mittlere Belastung für die Motorgrößen von 1 bis 20 PS zu $^2/_3$, für die Motorgrößen von 30 bis 200 PS zu $^3/_4$ der Dauerleistung und die jährliche Betriebsdauer zu 200, 500, 1000, 2000 und 3000 st angenommen. Für Leuchtgasmotoren ist ein Preis von 10 und 15 ₰ für 1 cbm Motorengas und für Benzinmotoren ein solcher von 30 und 40 ℳ für 100 kg unverzolltes Benzin frei Verbrauchsort zugrunde gelegt. Der Preis des Benzins ist gegenüber den Vorjahren stark in die Höhe gegangen; er schwankt heute je nach dem spezifischen Gewicht, der Lage des Verbrauchsortes und der verbrauchten Menge zwischen den angegebenen Grenzen.

Hinsichtlich der Zollfreiheit des motorischen Benzins sei bemerkt, daß die inländischen Raffinerien berechtigt — wohlgemerkt nicht verpflichtet — sind, Motorenbenzin unter 0,75 spezifischem Gewicht, soweit es nicht zur Erzeugung elektrischen Lichtes dient, bis zu einem gewissen Höchstverbrauch unverzollt abzugeben. Motorenbenzin von mehr als 0,75 spezifischem Gewicht, sogenanntes Schwerbenzin, kann unmittelbar vom Auslande gegen einen ermäßigten Steuersatz von 2,50 ℳ für 100 kg bezogen werden.

Was den Betrieb mit Benzol betrifft, so hat er gegenüber dem bisher fast ausschließlich gebräuchlichen Benzinbetrieb den Vorzug, daß der Motor wesentlich höhere Kompression verträgt, ohne Gefahr von Selbstzündungen. Der Wärmeverbrauch von Benzolmotoren ist deshalb, wie auch aus Fig. 3, S. 1612, hervorgeht, kleiner als derjenige von Benzinmotoren. Dieser Umstand im Verein mit den derzeitigen hohen Benzinpreisen hat zur Folge, daß Benzolmotoren heute wesentlich geringere Brennstoffausgaben verursachen als Benzinmotoren. Die Brennstoffkosten bei Benzolbetrieb können um etwa 20 bezw. 40 vH niedriger angenommen werden als diejenigen bei Benzinbetrieb. Hierbei entspricht die kleinere Zahl dem in den Betriebskosten-Zusammenstellungen angenommenen Benzinpreis von 30 ℳ, die größere dem Benzinpreis von 40 ℳ. Im Vergleich zu Leuchtgasmotoren kann man annehen, daß zurzeit die Brennstoffausgaben bei Benzolmotoren etwa denjenigen gleichstarker Leuchtgasmotoren bei einem Gaspreis von 13 bis 14 ₰/cbm gleichkommen.

Für Elektromotoren von 1 bis 20 PS ist ein Preis von 10, 15 und 20 ₰/KW-st angenommen. Hierzu sei bemerkt, daß an einzelnen Orten unter Umständen noch niedrigere Preise für die elektrische Energie gezahlt werden. Der Verkaufspreis der elektrischen Energie ist nämlich im Laufe der letzten Jahre infolge des Wettbewerbes der Einzelanlagen zurückgegangen. Dies ist dadurch ermöglicht worden, daß viele bestehende Kraftwerke durch Einführung von Sondertarifen, die während der Lichtzeit gewisse Sperrzeiten vorsehen, ihren Ausnutzungsfaktor vergrößert und ihre Betriebkosten verringert haben, daß ferner durch die Einführung der Großgasmaschinen, Dieselmaschinen und Dampfturbinen die Erzeugungskosten der elektrischen Energie trotz des Steigens der Brennstoffpreise herabgesetzt und daß schließlich kleinere Werke zu Großkraft- und Ueberlandwerken vereinigt worden sind. Die wirtschaftliche Ueberlegenheit der Großkraftwerke über kleinere ist darin begründet, daß das gesamte Anlagekapital im Vergleich zu den Kosten vieler kleiner Werke verringert, die Betriebskosten herabgesetzt und der Ausnutzungsfaktor erhöht wird. Auch fällt der Anteil für Aushülfmaschinen, also des praktisch toten Kapitals, wesentlich niedriger aus als bei kleinen Anlagen, bei denen er nicht selten 100 vH der eigentlichen Betriebsanlage ausmacht.

Der von den Elektrizitätswerken gewährte Rabatt auf die Strompreise ist in den Betriebkosten-Aufstellungen nicht besonders berücksichtigt. Die für die KW-Stunde eingesetzten Preise verstehen sich daher unter Einschluß der Rabatte. Diese sind in der Praxis verschieden groß, je nach dem Verbrauch und der jährlichen Benutzungsdauer. Bei kleinen Motoren und geringer Benutzungsdauer fällt der Rabatt kleiner aus als bei großen Motoren und großer Benutzungsdauer.

Für die Elektromotoren von 1 bis 30 PS ist, normalen Verhältnissen entsprechend, eine minutliche Umlaufzahl von etwa 1400 angenommen, während für die Verbrennungsmotoren teils normale, teils höhere Umlaufzahlen zugrunde gelegt worden sind. Je höher die Umlaufzahl eines Motors ist, desto niedriger fallen dessen Anschaffungskosten aus und umgekehrt; jedoch ist bei rascherem Gang auch eine entsprechend stärkere Abnutzung der Maschine zu erwarten. Diesem Umstande wurde bei Annahme der Abschreibungssätze Rechnung getragen.

Die Naphthalinmotoren arbeiten im Grunde genommen ebenso wie Benzin- oder Benzolmotoren. Nur ist bei den Naphthalinmotoren der Zylindermantel als Verdampfkühler ausgebildet, der gleichzeitig den Naphthalinbehälter aufnimmt[1]). Durch die Einwirkung des erhitzten Kühlwassers verflüssigt sich das in kleinen Stücken eingebrachte Naphthalin. Da der Motor beim Anlassen kalt und das Naphthalin infolgedessen fest ist, so muß der Naphthalinmotor mit einem andern Brennstoff in Betrieb gesetzt werden, am besten mit Benzol oder Leuchtgas, weil diese Brennstoffe die gleiche Verdichtung vertragen wie Naphthalin. Der Naphthalinmotor ist deshalb nur dort am Platz, wo es sich um mehrstündigen ununterbrochenen Betrieb handelt. Aus diesem Grunde ist für den Naphthalinmotor eine jährliche Betriebsdauer von 1000, 2000 und 3000 st angenommen, entsprechend 667, 1333 und 2000 st bei Vollbelastung. Als Preis für das Naphthalin sind 7 und 10 ℳ/100 kg einge-

[1]) Vergl. in dieser Hinsicht die auf wertvollen statistischen Zusammenstellungen beruhenden Ausführungen von Hoeltje in Dinglers Polytechnischem Journal 1912 S. 7 u. f. über »Die Kraftversorgung des Kleingewerbes durch Gas und Elektrizität«.

[1]) Diese Anordnung entspricht den Ausführungen der Gasmotorenfabrik Deutz. Bei den Motoren von Benz & Co. wird der Naphthalinbehälter durch die Auspuffgase geheizt.

Zahlentafel 8. Leuchtgasmotor von 1 PS (liegend, 250 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 1,05 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1000 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 300 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1000 ℳ	ℳ	45	45	45	45	45
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	ℳ	70	72	75	77	80
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	22	22	22	22	22
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	10	15	20	27	35
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	1	3	5	10	15
Bedienung	»	30	40	50	60	80
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	14	35	70	140	210
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	21	52	105	210	315
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	192	232	287	381	487
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	199	249	322	451	592
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	144,0	69,6	43,0	28,6	24,3
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	149,2	74,7	48.3	33,8	29,6

Zahlentafel 9. Leuchtgasmotor von 3 PS (liegend, 250 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 0,96 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1750 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 400 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1750 ℳ	ℳ	79	79	79	79	79
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	ℳ	122	127	131	136	140
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	30	30	30	30	30
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	12	20	35	50	70
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	3	8	15	30	45
Bedienung	»	35	50	60	80	100
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	38	96	192	384	576
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	58	144	288	576	864
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	319	410	542	789	1040
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	339	458	638	981	1328
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	79,7	41.0	27,1	19,7	17.3
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	84,7	45.8	31,9	24,5	22,1

Zahlentafel 10. Leuchtgasmotor von 6 PS (liegend, 240 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 0,75 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 2400 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 500 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 2400 ℳ	ℳ	108	108	108	108	108
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	ℳ	168	174	180	186	192
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	37	37	37	37	37
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	20	30	50	80	110
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	6	14	27	54	81
Bedienung	»	40	60	80	100	120
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	60	150	300	600	900
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	90	225	450	900	1350
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	439	573	782	1165	1548
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	469	648	932	1465	1998
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	54,9	28,6	19.5	14,6	12,9
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	58,6	32,4	23,3	18,3	16,6

Zahlentafel 11. Leuchtgasmotor von 10 PS (liegend, 230 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 0,70 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 3120 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 600 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 3120 ℳ	ℳ	140	140	140	140	140
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	ℳ	218	226	234	242	250
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	45	45	45	45	45
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	28	45	70	100	130
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	9	23	45	90	135
Bedienung	»	50	70	90	110	130
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	93	233	467	933	1400
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	140	350	700	1400	2100
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	583	782	1091	1660	2230
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	630	899	1324	2127	2930
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	43,7	23,5	16,4	12,4	11,1
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	47,2	27,0	19,9	15,9	14,6

Zahlentafel 12. Leuchtgasmotor von 1 PS (stehend, 950 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 1,10 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 700 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 160 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 700 ℳ	ℳ	31	31	31	31	31
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(9)	($9^1/_4$)	($9^1/_2$)	($9^3/_4$)	(10)
	ℳ	63	65	67	68	70
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	12	12	12	12	12
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	10	15	20	27	35
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	1	3	5	10	15
Bedienung	»	30	40	50	60	80
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	15	37	73	147	220
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	22	55	110	220	330
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	162	203	258	355	463
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	169	221	295	428	573
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	121,5	60,9	38,7	26.6	23,1
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	126,7	66.3	44.2	32.1	28.6

Zahlentafel 13. Leuchtgasmotor von 3 PS (stehend, 480 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 1,08 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1000 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 250 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1000 ℳ	ℳ	45	45	45	45	45
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8)	($8^1/_4$)	($8^1/_2$)	($8^3/_4$)	(9)
	ℳ	80	82	85	87	90
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	19	19	19	19	19
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	12	20	35	50	70
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	3	8	15	30	45
Bedienung	»	35	50	60	80	100
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	43	108	216	432	648
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	65	162	324	648	972
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	237	332	475	743	1017
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	259	386	583	959	1341
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	59,2	33,2	23,7	18,6	16,9
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	64,7	38,6	29,1	24,0	22,3

Zahlentafel 14. Leuchtgasmotor von 6 PS (stehend, 450 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 1,05 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1250 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 300 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1250 ℳ	ℳ	56	56	56	56	56
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8)	($8^1/_4$)	($8^1/_2$)	($8^3/_4$)	(9)
	ℳ	100	103	106	109	112
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	22	22	22	22	22
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	20	30	50	80	110
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	6	14	27	54	81
Bedienung	»	40	60	80	100	120
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	84	210	420	840	1260
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	126	315	630	1260	1890
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	328	495	761	1261	1761
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	370	600	971	1681	2391
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	41,0	24,7	19.0	15.8	14,7
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	46,2	30,0	24,3	21,0	19,9

Zahlentafel 15. Leuchtgasmotor von 10 PS (stehend, 380 Uml./min).

Leuchtgasverbrauch ab Uhr bei $^2/_3$ Belastung 1,02 cbm/PS_e-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1850 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 400 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1850 ℳ	ℳ	83	83	83	83	83
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8)	($8^1/_4$)	($8^1/_2$)	($8^3/_4$)	9
	ℳ	148	152	157	162	166
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	30	30	30	30	30
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	28	45	70	100	130
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	9	23	45	90	135
Bedienung	»	50	70	90	110	130
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	»	136	340	680	1360	2040
Brennstoffkosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	204	510	1020	2040	3060
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	ℳ	484	743	1155	1935	2714
Gesamtjahreskosten bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	552	913	1495	2615	3734
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 10 ₰/cbm	₰	36,3	22.3	17.3	14.5	13,6
Kosten der PS_e-Stunde bei einem Leuchtgaspreis von 15 »	»	41,4	27,4	22.4	19.6	18,7

Zahlentafel 16. Benzinmotor von 1 PS (liegend, 250 Uml./min).

Benzinverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,52 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1100 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 300 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 1100 M	M	49	49	49	49	49
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	(7¼)	(7½)	(7¾)	(8)
	M	77	80	83	85	88
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	22	22	22	22	22
Schmier- und Putzstoffe rd.	»	10	15	20	27	35
Wasserkosten bei Durchflußkühlung »	»	1	3	5	10	15
Bedienung »	»	30	40	50	60	80
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	»	21	52	104	208	312
40 »	»	28	69	139	277	416
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	M	210	261	333	461	601
40 »	»	217	278	368	530	705
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	Pf	157,5	78,3	49,9	34,6	30,0
40 »	»	162,7	83,4	55,2	39,7	35,2

Zahlentafel 17. Benzinmotor von 3 PS (liegend, 275 Uml./min).

Benzinverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,48 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1830 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 400 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 1830 M	M	82	82	82	82	82
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	(7¼)	(7½)	(7¾)	(8)
	M	128	133	137	142	146
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	30	30	30	30	30
Schmier- und Putzstoffe rd.	»	12	20	35	50	70
Wasserkosten bei Durchflußkühlung »	»	3	8	15	30	45
Bedienung »	»	35	50	60	80	100
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	»	58	144	288	576	864
40 »	»	77	192	384	768	1152
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	M	348	467	647	990	1337
40 »	»	367	515	743	1182	1625
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	Pf	87,0	46,7	32,3	24,7	22,3
40 »	»	91,7	51,5	37,1	29,5	27,1

Zahlentafel 18. Benzinmotor von 6 PS (liegend, 260 Uml./min).

Benzinverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,44 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 2550 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 500 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 2550 M	M	115	115	115	115	115
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	(7¼)	(7½)	(7¾)	(8)
	M	178	185	191	198	204
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	37	37	37	37	37
Schmier- und Putzstoffe rd.	»	20	30	50	80	110
Wasserkosten bei Durchflußkühlung »	»	6	14	27	54	81
Bedienung »	»	40	60	80	100	120
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	»	106	264	528	1056	1584
40 »	»	141	352	704	1408	2112
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	M	502	705	1028	1640	2251
40 »	»	537	793	1204	1992	2779
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	Pf	62,7	35,2	25,7	20,5	18,8
40 »	»	67,1	39,6	30,1	24,9	23,2

Zahlentafel 19. Benzinmotor von 10 PS (liegend, 240 Uml./min).

Benzinverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,42 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 3000 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 600 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 3000 M	M	135	135	135	135	135
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	(7¼)	(7½)	(7¾)	(8)
	M	210	217	225	232	240
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	45	45	45	45	45
Schmier- und Putzstoffe rd.	»	28	45	70	100	130
Wasserkosten bei Durchflußkühlung »	»	9	23	45	90	135
Bedienung »	»	50	70	90	110	130
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	»	168	420	840	1680	2520
40 »	»	224	560	1120	2240	3360
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	M	645	955	1450	2392	3335
40 »	»	701	1095	1730	2952	4175
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 M/100 kg	Pf	48,4	28,6	21,7	17,9	16,7
40 »	»	52,6	32,8	25,9	22,1	20,9

Zahlentafel 20. Benzinmotor von 1 PS (stehend, 750 Uml./min).

Benzinverbrauch bei 2/3 Belastung 0,54 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 800 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 160 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 800 ℳ	ℳ	36	36	36	36	36
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(9)	($9^1/_4$)	($9^1/_2$)	($9^3/_4$)	(10)
	ℳ	72	74	76	78	80
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten rd.	»	12	12	12	12	12
Schmier- und Putzstoffe	»	10	15	20	27	35
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	1	3	5	10	15
Bedienung	»	30	40	50	60	80
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	»	22	54	108	216	324
Brennstoffkosten … 40 »	»	29	72	144	288	432
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	ℳ	183	234	307	439	582
Gesamtjahreskosten … 40 »	»	190	252	343	511	690
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	₰	137,2	70,2	46,0	32,9	29,1
Kosten der PSe-Stunde … 40 »	»	142,5	75,6	51,4	38,3	34,5

Zahlentafel 21. Benzinmotor von 3 PS (stehend, 480 Uml./min).

Benzinverbrauch bei 2/3 Belastung 0,50 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1100 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 250 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1100 ℳ	ℳ	49	49	49	49	49
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8)	($8^1/_4$)	($8^1/_2$)	($8^3/_4$)	(9)
	ℳ	88	91	94	96	99
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten rd.	»	19	19	19	19	19
Schmier- und Putzstoffe	»	12	20	35	50	70
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	3	8	15	30	45
Bedienung	»	35	50	60	80	100
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	»	60	150	300	600	900
Brennstoffkosten … 40 »	»	80	200	400	800	1200
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	ℳ	266	387	572	924	1382
Gesamtjahreskosten … 40 »	»	286	437	672	1124	1582
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	₰	66,5	38,7	28,6	23,1	21,4
Kosten der PSe-Stunde … 40 »	»	71,5	43,7	33,6	28,1	26,4

Zahlentafel 22. Benzinmotor von 6 PS (stehend, 450 Uml./min).

Benzinverbrauch bei 2/3 Belastung 0,46 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1350 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 300 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1350 ℳ	ℳ	61	61	61	61	61
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8)	($8^1/_4$)	($8^1/_2$)	($8^3/_4$)	(9)
	ℳ	108	111	115	118	121
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten rd.	»	22	22	22	22	22
Schmier- und Putzstoffe	»	20	30	50	80	110
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	6	14	27	54	81
Bedienung	»	40	60	80	100	120
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	»	110	276	552	1104	1656
Brennstoffkosten … 40 »	»	147	368	736	1472	2208
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	ℳ	367	574	907	1539	2171
Gesamtjahreskosten … 40 »	»	404	666	1091	1907	2733
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	₰	45,9	28,7	22,7	19,2	18,1
Kosten der PSe-Stunde … 40 »	»	50,5	33,3	27,3	23,8	22,7

Zahlentafel 23. Benzinmotor von 10 PS (stehend, 380 Uml./min).

Benzinverbrauch bei 2/3 Belastung 0,45 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 1900 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 400 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 1900 ℳ	ℳ	85	85	85	85	85
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8)	($8^1/_4$)	($8^1/_2$)	($8^3/_4$)	(9)
	ℳ	152	157	162	166	171
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten rd.	»	30	30	30	30	30
Schmier- und Putzstoffe	»	28	45	70	100	130
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	9	23	45	90	135
Bedienung	»	50	70	90	110	130
Brennstoffkosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	»	180	450	900	1800	2700
Brennstoffkosten … 40 »	»	240	600	1200	2400	3600
Gesamtjahreskosten bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	ℳ	534	860	1382	2381	3381
Gesamtjahreskosten … 40 »	»	594	1010	1682	2981	4281
Kosten der PSe-Stunde bei einem Benzinpreis unverzollt, einschl. Fracht von 30 ℳ/100 kg	₰	40,0	25,8	20,7	17,9	16,9
Kosten der PSe-Stunde … 40 »	»	44,5	30,3	25,2	22,4	21,4

Zahlentafel 24. Naphthalinmotor von 6 PS (liegend, 350 Uml./min).

Naphthalinverbrauch bei 2/3 Belastung 0,41 kg/PSe-st. Benzolverbrauch bei 2/3 Belastung 0,38 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis eines Motors mit allem Zubehör 2500 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 500 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 2500 ℳ	ℳ	112	112	112
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8½)	(8¾)	(9)
	ℳ	213	219	225
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	37	37	37
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	50	80	110
Kühlwasserkosten (Verdampfungskühlung)	»	2	3	5
Bedienung	»	100	120	140
Benzolkosten bei einem Benzolpreis einschl. Fracht von 29 ℳ/100 kg	»	132	132	132
Napthalinkosten bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	»	80	195	310
10 »	»	115	279	443
Gesamtjahreskosten bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	ℳ	726	898	1071
10 »	»	761	982	1204
Kosten der PSe-Stunde bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	₰	18,1	11,2	8,9
10 »	»	19,0	12,3	10,0

Zahlentafel 25. Naphthalinmotor von 10 PS (liegend, 330 Uml./min).

Naphthalinverbrauch bei 2/3 Belastung 0,39 kg/PSe-st. Benzolverbrauch bei 2/3 Belastung 0,38 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis eines Motors mit allem Zubehör 3300 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 600 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 3300 ℳ	ℳ	148	148	148
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8½)	(8¾)	(9)
	ℳ	281	289	297
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	45	45	45
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	70	100	130
Kühlwasserkosten (Verdampfungskühlung)	»	3	6	9
Bedienung	»	110	130	150
Benzolkosten bei einem Benzolpreis einschl. Fracht von 29 ℳ/100 kg	»	220	220	220
Naphthalinkosten bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	»	127	309	491
10 »	»	182	442	702
Gesamtjahreskosten bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	ℳ	1004	1247	1490
10 »	»	1059	1380	1701
Kosten der PSe-Stunde bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	₰	15,1	9,3	7,4
10 »	»	15,9	10,3	8,5

Zahlentafel 26. Naphthalinmotor von 12 PS (liegend, 300 Uml./min).

Naphthalinverbrauch bei 2/3 Belastung 0,38 kg/PSe-st. Benzolverbrauch bei 2/3 Belastung 0,37 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis eines Motors mit allem Zubehör 4050 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 700 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 4050 ℳ	ℳ	182	182	182
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(8½)	(8¾)	(9)
	ℳ	344	354	365
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	52	52	52
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	80	120	150
Kühlwasserkosten (Verdampfungskühlung)	»	4	8	11
Bedienung	»	130	150	170
Benzolkosten bei einem Benzolpreis einschl. Fracht von 29 ℳ/100 kg	»	258	258	258
Naphthalinkosten bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	»	149	362	575
10 »	»	213	517	821
Gesamtjahreskosten bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	ℳ	1199	1486	1763
10 »	»	1263	1641	2009
Kosten der PSe-Stunde bei einem Naphthalinpreis einschl. Fracht von 7 ℳ/100 kg	₰	15,0	9,3	7,3
10 »	»	15,8	10,2	8,4

Zahlentafel 27. Gasöl-Dieselmotor von 12 PS (liegend, 280 Uml./min).

Verbrauch an Gasöl bei 2/3 Belastung 0,260 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis eines Motors mit allem Zubehör 5200 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 1200 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4½ vH Verzinsung von 5200 ℳ	ℳ	234	234	234	234	234
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	(7¼)	(7½)	(7¾)	(8)
	ℳ	364	377	390	403	416
4½ vH Verzinsung, 2½ vH Abschreibung, ½ vH Instandhaltung = 7½ vH der Gebäudekosten	»	90	90	90	90	90
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	40	55	80	130	180
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	4	9	18	36	54
Bedienung	»	100	150	200	250	300
Brennstoffkosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 ℳ/100 kg	»	42	104	208	416	624
15 »	»	62	156	312	624	936
Gesamtjahreskosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 ℳ/100 kg	ℳ	874	1019	1220	1559	1898
15 »	»	894	1071	1324	1767	2210
Kosten der PSe-Stunde bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 ℳ/100 kg	₰	54,6	25,5	15,3	9,7	7,9
15 »	»	55,9	26,8	16,6	11,0	9,2

Zahlentafel 28. Gasöl-Dieselmotor von 20 PS (liegend, 250 Uml./min).

Verbrauch an Gasöl bei $^2/_3$ Belastung 0,240 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 7500 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 1500 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 7500 M	M	337	337	337	337	337
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	M	525	544	563	581	600
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	M	113	113	113	113	113
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	55	75	110	175	240
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	5	12	24	48	72
Bedienung	»	100	150	200	250	300
Brennstoffkosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 M/100 kg	»	64	160	320	640	960
15 »	»	96	240	480	960	1440
Gesamtjahreskosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 M/100 kg	M	1199	1391	1667	2144	2622
15 »	»	1231	1471	1827	2464	3102
Kosten der PSe-Stunde bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 M/100 kg	₰	45,0	20,9	12,5	8,0	6,5
15 »	»	46,2	22,1	13,7	9,2	7,7

Zahlentafel 29. Gasöl-Dieselmotor von 30 PS (liegend, 230 Uml./min).

Verbrauch an Gasöl bei $^3/_4$ Belastung 0,220 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 9800 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 1700 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 9800 M	M	441	441	441	441	441
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	M	686	711	735	760	784
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	127	127	127	127	127
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	68	92	133	215	300
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	7	18	36	72	108
Bedienung	»	150	250	300	350	400
Brennstoffkosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 M/100 kg	»	99	247	495	990	1485
15 »	»	148	371	742	1485	2227
Gesamtjahreskosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 M/100 kg	M	1578	1886	2267	2955	3645
15 »	»	1627	2010	2514	3450	4387
Kosten der PSe-Stunde bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 10 M/100 kg	₰	35,1	16,8	10,1	6,6	5,4
15 »	»	36,2	17,9	11,2	7,7	6,5

Zahlentafel 30. Teeröl-Dieselmotor von 50 PS (stehend, 200 Uml./min).

Verbrauch an Treiböl (Teeröl) bei $^3/_4$ Belastung 0,220 kg/PSe-st. Verbrauch an Zündöl (Gasöl) bei $^3/_4$ Belastung 0,018 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 20000 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 1600 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 20000 M	M	900	900	900	900	900
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	M	1400	1450	1500	1550	1600
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	120	120	120	120	120
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	92	125	180	290	400
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	12	30	60	120	180
Bedienung	»	200	300	400	500	600
Zündölkosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 13 M/100 kg	»	18	44	88	175	263
Brennstoffkosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	»	66	165	330	660	990
5 »	»	82	206	412	825	1237
Gesamtjahreskosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	M	2808	3134	3578	4315	5053
5 »	»	2824	3175	3660	4480	5300
Kosten der PSe-Stunde bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	₰	37,4	16,7	9,5	5,8	4,5
5 »	»	37,7	16,9	9,8	6,0	4,7

Zahlentafel 31. Teeröl-Dieselmotor von 100 PS (stehend, 195 Uml./min).

Verbrauch an Treiböl (Teeröl) bei $^3/_4$ Belastung 0,220 kg/PSe-st. Verbrauch an Zündöl (Gasöl) bei $^3/_4$ Belastung 0,013 kg/PSe-st.

Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 30000 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 2000 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 30000 M	M	1350	1350	1350	1350	1350
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	M	2100	2175	2250	2325	2400
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	150	150	150	150	150
Schmier- und Putzstoffe . . . rd.	»	125	175	260	430	600
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	24	60	120	240	360
Bedienung	»	300	450	600	800	900
Zündölkosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 13 M/100 kg	»	25	63	127	253	380
Brennstoffkosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	»	132	330	660	1320	1980
5 »	»	165	412	825	1650	2475
Gesamtjahreskosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	M	4206	4753	5517	6868	8120
5 »	»	4239	4835	5682	7198	8615
Kosten der PSe-Stunde bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	₰	28,0	12,7	7,4	4,6	3,6
5 »	»	28,2	12,9	7,6	4,8	3,9

Zahlentafel 32. Teeröl-Dieselmotor von 150 PS (stehend, 190 Uml./min).

Verbrauch an Treiböl (Teeröl) bei $^3/_4$ Belastung 0,220 kg/PSe-st. Verbrauch an Zündöl (Gasöl) bei $^3/_4$ Belastung 0,013 kg/PSe-st.
Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 43000 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 3000 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 43000 M	M	1935	1935	1935	1935	1935
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	M	3010	3117	3225	3332	3440
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	225	225	225	225	225
Schmier- und Putzstoffe rd.	»	170	240	350	580	800
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	36	90	180	360	540
Bedienung	»	350	500	700	900	1000
Zündölkosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 13 M/100 kg	»	38	95	190	380	570
Brennstoffkosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	»	198	495	990	1980	2970
Brennstoffkosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 5 »	»	247	619	1237	2475	3712
Gesamtjahreskosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	M	5962	6697	7795	9692	11480
Gesamtjahreskosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 5 »	»	6011	6821	8042	10187	12222
Kosten der PSe-Stunde bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	₰	26,5	11,9	6,9	4,3	3,4
Kosten der PSe-Stunde bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 5 »	»	26,7	12,1	7,1	4,5	3,6

Zahlentafel 33. Teeröl-Dieselmotor von 200 PS (stehend, 185 Uml./min).

Verbrauch an Treiböl (Teeröl) bei $^3/_4$ Belastung 0,220 kg/PSe-st. Verbrauch an Zündöl (Gasöl) bei $^3/_4$ Belastung 0,013 kg/PSe-st.
Anlagekosten: Preis des Motors mit allem Zubehör 54000 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 4500 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung von 54000 M	M	2430	2430	2430	2430	2430
Abschreibung und Instandhaltung des Motors	vH	(7)	($7^1/_4$)	($7^1/_2$)	($7^3/_4$)	(8)
	M	3780	3915	4050	4185	4320
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	337	337	337	337	337
Schmier- und Putzstoffe rd.	»	185	260	390	650	900
Wasserkosten bei Durchflußkühlung	»	48	120	240	480	720
Bedienung	»	400	600	800	1000	1200
Zündölkosten bei einem Gasölpreis einschl. Fracht von 13 M/100 kg	»	51	127	254	507	761
Brennstoffkosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	»	264	660	1320	2640	3960
Brennstoffkosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 5 »	»	330	825	1650	3300	4950
Gesamtjahreskosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	M	7495	8449	9821	12229	14628
Gesamtjahreskosten bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 5 »	»	7561	8614	10151	12889	15618
Kosten der PSe-Stunde bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 4 M/100 kg	₰	25,0	11,3	6,5	4,1	3,3
Kosten der PSe-Stunde bei einem Teerölpreis einschl. Fracht von 5 »	»	25,2	11,5	6,8	4,3	3,5

Zahlentafel 34. Elektromotor von 1 PS (210 V, 50 Per./sk, 1400 Uml./min).

Stromverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,94 KW/PSe.
Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 250 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 40 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = $10^1/_2$ vH von 250 M	M	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Schmierstoffe rd.	»	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Bedienung	»	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
Zählermiete	»	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
Stromkosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	»	12,5	31,3	62,7	125,3	188,0
Stromkosten bei einem Preis von 15 »	»	18,8	47,0	94,0	188,0	282,0
Stromkosten bei einem Preis von 20 »	»	25,1	62,7	125,3	250,7	376,0
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	»	57,7	76,5	107,9	170,5	233,2
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 15 »	»	64,0	92,2	139,2	233,2	327,2
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 20 »	»	70,3	107,9	170,5	295,9	421,2
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	₰	43,3	23,0	16,2	12,8	11,7
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 15 »	»	48,0	27,7	20,9	17,5	16,4
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 20 »	»	52,7	32,4	25,6	22,2	21,1

Zahlentafel 35. Elektromotor von 3 PS (210 V, 50 Per./sk, 1400 Uml./min).

Stromverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,90 KW/PSe.
Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 440 M. Maschinenraum (80 M/qm Grundfläche) 60 M.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = $10^1/_2$ vH von 440 M	M	46,2	46,2	46,2	46,2	46,2
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Schmierstoffe rd.	»	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Bedienung	»	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
Zählermiete	»	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
Stromkosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	»	36,0	90,0	180,0	360,0	540,0
Stromkosten bei einem Preis von 15 »	»	54,0	135,0	270,0	540,0	810,0
Stromkosten bei einem Preis von 20 »	»	72,0	180,0	360,0	720,0	1080,0
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	M	106,1	160,1	250,1	430,1	610,1
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 15 »	»	124,1	205,1	340,1	610,1	880,1
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 20 »	»	142,1	250,1	430,1	790,1	1150,1
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	₰	26,5	16,0	12,5	10,8	10,2
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 15 »	»	31,0	20,5	17,0	15,3	14,7
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 20 »	»	35,5	25,0	21,5	19,8	19,2

Zahlentafel 36. Elektromotor von 6 PS (210 V, 50 Per./sk, 1400 Uml./min).

Stromverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,89 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 700 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 100 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = $10^1/_2$ vH von 700 ℳ	ℳ	73,5	73,5	73,5	73,5	73,5
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Schmierstoffe . . . . rd.	»	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
Bedienung	»	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
Zählermiete	»	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
Stromkosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	»	71,2	178,0	356,0	712,0	1068,0
Stromkosten bei einem Preis von 15 »	»	106,8	267,0	534,0	1068,0	1602,0
Stromkosten bei einem Preis von 20 »	»	142,4	356,0	712,0	1424,0	2136,0
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	ℳ	174,9	281,7	459,7	815,7	1171,7
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 15 »	»	210,5	370,7	637,7	1171,7	1705,7
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 20 »	»	246,1	459,7	815,7	1527,7	2239,7
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	₰	21,9	14,1	11,5	10,2	9,8
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 15 »	»	26,3	18,5	15,9	14,6	14,2
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 20 »	»	30,8	23,0	20,4	19,1	18,7

Zahlentafel 37. Elektromotor von 10 PS (210 V, 50 Per./sk, 1400 Uml./min).

Stromverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,88 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 960 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 140 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = $10^1/_2$ vH von 960 ℳ	ℳ	100,8	100,8	100,8	100,8	100,8
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5
Schmierstoffe . . . . rd.	»	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Bedienung	»	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
Zählermiete	»	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
Stromkosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	»	117,3	293,3	586,7	1173,3	1760,0
Stromkosten bei einem Preis von 15 »	»	176,0	440,0	880,0	1760,0	2640,0
Stromkosten bei einem Preis von 20 »	»	234,7	586,7	1173,3	2346,7	3520,0
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	ℳ	260,6	436,6	730,0	1316,6	1903,3
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 15 »	»	319,3	583,3	1023,3	1903,3	2783,3
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 20 »	»	378,0	730,0	1316,6	2490,0	3663,3
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	₰	19,6	13,1	10,9	9,9	9,5
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 15 »	»	24,0	17,5	15,3	14,3	13,9
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 20 »	»	28,4	21,9	19,7	18,7	18,3

Zahlentafel 38. Elektromotor von 20 PS (210 V, 50 Per./sk, 1400 Uml./min).

Stromverbrauch bei $^2/_3$ Belastung 0,86 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 1150 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 150 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = $10^1/_2$ vH von 1150 ℳ	ℳ	120,7	120,7	120,7	120,7	120,7
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2
Schmierstoffe . . . . rd.	»	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Bedienung	»	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
Zählermiete	»	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
Stromkosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	»	229,3	573,3	1146,7	2293,4	3440,0
Stromkosten bei einem Preis von 15 »	»	344,0	860,0	1720,0	3440,0	5160,0
Stromkosten bei einem Preis von 20 »	»	458,7	1146,6	2293,3	4586,7	6880,0
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	ℳ	394,7	738,7	1312,1	2458,8	3605,4
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 15 »	»	509,4	1025,4	1885,4	3605,4	5325,4
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 20 »	»	624,1	1312,0	2458,7	4752,1	7045,4
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 ₰/KW-st	₰	14,8	11,1	9,8	9,2	9,0
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 15 »	»	19,1	15,4	14,1	13,5	13,3
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 20 »	»	23,4	19,7	18,4	17,8	17,6

Zahlentafel 39. Elektromotor von 30 PS (210 V, 50 Per./sk, 1400 Uml./min).

Stromverbrauch bei $^3/_4$ Belastung 0,830 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 1450 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 160 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
$4^1/_2$ vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = $10^1/_2$ vH von 1450 ℳ	ℳ	152	152	152	152	152
$4^1/_2$ vH Verzinsung, $2^1/_2$ vH Abschreibung, $^1/_2$ vH Instandhaltung = $7^1/_2$ vH der Gebäudekosten	»	12	12	12	12	12
Schmierstoffe . . . . rd.	»	3	3	3	3	3
Bedienung	»	8	8	8	8	8
Zählermiete	»	27	27	27	27	27
Stromkosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	»	187	467	934	1867	2801
Stromkosten bei einem Preis von 8 »	»	299	747	1494	2988	4482
Stromkosten bei einem Preis von 10 »	»	373	984	1867	3735	5602
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	ℳ	389	669	1136	2069	3003
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 8 »	»	501	949	1696	3190	4684
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 »	»	575	1136	2069	3937	5804
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	₰	8,6	5,9	5,0	4,6	4,4
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 8 »	»	11,1	8,4	7,5	7,1	6,9
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 »	»	12,8	10,1	9,2	8,7	8,6

Zahlentafel 40. Elektromotor von 50 PS (210 V, 50 Per./sk, 975 Uml./min).

Stromverbrauch bei 3/4 Belastung 0,815 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 2100 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 200 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4 1/2 vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = 10 1/2 vH von 2100 ℳ	ℳ	220	220	220	220	220
4 1/2 vH Verzinsung, 2 1/2 vH Abschreibung, 1/2 vH Instandhaltung = 7 1/2 vH der Gebäudekosten	»	15	15	15	15	15
Schmierstoffe rd.	»	4	4	4	4	4
Bedienung »	»	10	10	10	10	10
Zählermiete	»	30	30	30	30	30
Stromkosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	»	306	764	1528	3056	4584
Stromkosten bei einem Preis von 8 »	»	489	1222	2445	4890	7335
Stromkosten bei einem Preis von 10 »	»	611	1528	3056	6112	9169
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	ℳ	585	1043	1807	3335	4863
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 8 »	»	768	1501	2724	5169	7614
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 »	»	890	1807	3335	6391	9448
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	₰	7,8	5,6	4,8	4,4	4,3
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 8 »	»	10,2	8,0	7,3	6,9	6,8
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 »	»	11,9	9,6	8,9	8,5	8,4

Zahlentafel 41. Elektromotor von 100 PS (210 V, 50 Per./sk, 975 Uml./min).

Stromverbrauch bei 3/4 Belastung 0,810 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 3300 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 250 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4 1/2 vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = 10 1/2 vH von 3300 ℳ	ℳ	346	346	346	346	346
4 1/2 vH Verzinsung, 2 1/2 vH Abschreibung, 1/2 vH Instandhaltung = 7 1/2 vH der Gebäudekosten	»	19	19	19	19	19
Schmierstoffe rd.	»	5	5	5	5	5
Bedienung »	»	12	12	12	12	12
Zählermiete	»	33	33	33	33	33
Stromkosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	»	607	1519	3037	6 075	9 112
Stromkosten bei einem Preis von 8 »	»	972	2430	4860	9 720	14 580
Stromkosten bei einem Preis von 10 »	»	1215	3037	6075	12 150	18 225
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	ℳ	1022	1934	3452	6 490	9 527
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 8 »	»	1387	2845	5275	10 135	14 995
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 »	»	1630	3452	6490	12 565	18 640
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	₰	6,8	5,2	4,6	4,3	4,2
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 8 »	»	9,2	7,6	7,0	6,8	6,7
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 »	»	10,9	9,2	8,7	8,4	8,3

Zahlentafel 42. Elektromotor von 150 PS (210 V, 50 Per./sk, 975 Uml./min).

Stromverbrauch bei 3/4 Belastung 0,805 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 4800 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 350 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4 1/2 vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = 10 1/2 vH von 4800 ℳ	ℳ	504	504	504	504	504
4 1/2 vH Verzinsung, 2 1/2 vH Abschreibung, 1/2 vH Instandhaltung = 7 1/2 vH der Gebäudekosten	»	26	26	26	26	26
Schmierstoffe rd.	»	7	7	7	7	7
Bedienung »	»	15	15	15	15	15
Zählermiete	»	36	36	36	36	36
Stromkosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	»	906	2264	4528	9056	13584
Stromkosten bei einem Preis von 8 »	»	1449	3622	7245	14490	21735
Stromkosten bei einem Preis von 10 »	»	1811	4528	9056	18112	27169
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	ℳ	1494	2852	5116	9644	14172
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 8 »	»	2037	4210	7833	15078	22323
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 »	»	2399	5116	9644	18700	27757
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	₰	6,6	5,1	4,5	4,3	4,2
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 8 »	»	9,1	7,5	7,0	6,7	6,6
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 »	»	10,7	9,1	8,6	8,3	8,2

Zahlentafel 43. Elektromotor von 200 PS (210 V, 50 Per./sk, 735 Uml./min).

Stromverbrauch bei 3/4 Belastung 0,800 KW/PSe.

Anlagekosten: Preis eines Drehstrommotors mit allem Zubehör 6200 ℳ. Maschinenraum (80 ℳ/qm Grundfläche) 400 ℳ.

Betriebskosten bei einer jährlichen Betriebsdauer von	st	200	500	1000	2000	3000
4 1/2 vH Verzinsung, 6 vH Abschreibung und Instandhaltung = 10 1/2 vH von 6200 ℳ	ℳ	651	651	651	651	651
4 1/2 vH Verzinsung, 2 1/2 vH Abschreibung, 1/2 vH Instandhaltung = 7 1/2 vH der Gebäudekosten	»	30	30	30	30	30
Schmierstoffe rd.	»	9	9	9	9	9
Bedienung »	»	20	20	20	20	20
Zählermiete	»	40	40	40	40	40
Stromkosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	»	1200	3000	6000	12000	18000
Stromkosten bei einem Preis von 8 »	»	1920	4800	9600	19200	28800
Stromkosten bei einem Preis von 10 »	»	2400	6000	12000	24000	36000
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	ℳ	1950	3750	6750	12750	18750
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 8 »	»	2670	5550	10350	19950	29550
Gesamtjahreskosten bei einem Preis von 10 »	»	3150	6750	12750	24750	36750
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 5 ₰/KW-st	₰	6,5	5,0	4,5	4,2	4,2
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 8 »	»	8,9	7,4	6,9	6,6	6,6
Kosten der PSe-Stunde bei einem Preis von 10 »	»	10,5	9,0	8,5	8,2	8,2

Zahlentafel 44. Energieverbrauch für 1 PS_e-st bei $^2/_3$-Belastung.

Art der Kraftmaschine		Motorgröße in PS_e					
		1	3	6	10	12	20
Leuchtgasmotor	cbm Gas ab Uhr	1,05	0,96	0,75	0,70	—	—
desgl. stehend [1]	» » » »	1,10	1,08	1,05	1,02	—	—
Benzinmotor	kg Benzin	0,52	0,48	0,44	0,42	—	—
desgl. stehend	» »	0,54	0,50	0,46	0,45	—	—
Naphthalinmotor	kg Naphthalin	—	—	0,41	0,39	0,38	—
Rohöl- bezw. Dieselmotor	kg Gasöl	—	—	—	—	0,26	0,24
Elektromotor	KW	0,94	0,90	0,89	0,88	—	0,86

[1]) Die verhältnismäßig hohen Verbrauchzahlen der stehenden Leuchtgasmotoren sind darauf zurückzuführen, daß eine Motorbauart gewählt worden ist, die für den Betrieb sowohl mit gasförmigen als auch mit flüssigen Brennstoffen geeignet ist, deren Verdichtung also nur 3 bis 4 at (entsprechend Benzinbetrieb) beträgt.

setzt. Die Kosten des zum Anlassen erforderlichen Benzols sind getrennt aufgeführt, wobei vorausgesetzt worden ist, daß täglich insgesamt 1 st lang mit Benzol gearbeitet werden muß, und daß der Benzolverbrauch bei $^2/_3$-Belastung 0,38 und 0,37 kg/PS-st beträgt. In Anbetracht des geringen Benzolverbrauchs wurde ein etwas höherer Benzolpreis (29 ℳ) angenommen. Vom Benzolbetrieb kann augenblicklich auf Naphthalinbetrieb umgeschaltet werden, ohne daß ein Rückgang in der Leistung des Motors eintritt.

Die Betriebskosten liegender Rohöl- und Dieselmotoren sind für die Leistungen von 12, 20 und 30 PS bestimmt worden, wobei als Preis des Gasöles 10 und 15 ℳ/100 kg angenommen worden ist.

Die den Berechnungen zugrunde gelegten Verbrauchzahlen sind für die Motorgrößen von 1 bis 20 PS in Zahlentafel 44 zusammengestellt. Diese Werte sind reichlich gewählt und berücksichtigen auch den Umstand, daß die Motoren durchschnittlich nur mit $^2/_3$ ihrer Normalleistung belastet sind.

Wenn die Elektromotoren früher fast ausschließlich für Betriebe mit kleinem und kleinstem Kraftbedarf in Betracht kamen, so ist heute ihr Anwendungsgebiet infolge der Stromverbilligung durch die Ueberlandwerke wesentlich erweitert worden. Es kommt heute nicht selten vor, daß Elektromotoren selbst für Leistungen von 100 PS und darüber mit Wärmekraftmaschinen in Wettbewerb treten. Deshalb sind auch die Betriebskosten von 30, 50, 100, 150 und 200pferdigen Drehstrommotoren ermittelt und denjenigen gleichstarker Viertakt-Dieselmaschinen gegenübergestellt, wobei gemäß dem oben Gesagten mit $^3/_4$-Belastung gerechnet wurde. Die für die Elektromotoren angenommenen Anschaffungspreise gelten für normale Ausführungen und für eine Betriebspannung von etwa 210 V bei 50 Per./sk. Die Stromkosten sind zu 5, 8 und 10 ₰/KW-st angenommen.

Auch bei den Dieselmotoren sind Normalläufer zugrunde gelegt, und zwar ist von 50 PS aufwärts Teerölbetrieb vorausgesetzt, wobei ein Preis von 4 und 5 ℳ für 100 kg Teeröl und ein solcher von 13 ℳ für 100 kg Gasöl (Zündöl) angenommen worden ist. Die den Berechnungen zugrunde gelegten Verbrauchzahlen sind in Zahlentafel 45 zusammengestellt.

Zahlentafel 45.
Energieverbrauch für 1 PS_e-st bei $^3/_4$-Belastung.

Art der Kraftmaschine		Motorgröße in PS_e				
		30	50	100	150	200
Elektromotor	KW	0,830	0,815	0,810	0,805	0,800
Dieselmotor	kg Teeröl	—	0,220	0,220	0,220	0,220
	» Gasöl	0,220	0,018	0,013	0,013	0,013

Die Zusammenstellungen der Betriebskosten, Zahlentafeln 8 bis 33, sind unter der Annahme durchgerechnet, daß die Bedienung nur einen Teil der gesamten Betriebszeit in Anspruch nimmt, und daß der für größere Motoren angestellte Maschinist in der übrigen Zeit anderweitig beschäftigt werden kann, was sich bei gewerblichen und industriellen Betrieben auch in der Regel durchführen läßt. Bei den für Schmier- und Putzstoffe eingesetzten Beträgen ist die Reinigung und Wiederverwendung des gebrauchten Schmieröles vorausgesetzt. Hinsichtlich des zu Kühlzwecken erforderlichen Wassers ist angenommen, daß es der städtischen Wasserleitung entnommen wird, und daß es nicht weiter zu Fabrikations- oder Reinigungszwecken ausgenutzt werden kann. In Wirklichkeit werden deshalb die Wasserkosten meist kleiner ausfallen, da größere Fabrikbetriebe, schon mit Rücksicht auf ihren sonstigen Wasserbedarf, ihr Wasser in der Regel aus einer eigenen Brunnenanlage entnehmen. Aber selbst wo dies nicht der Fall sein sollte, können bei den größeren Motoren die Wasserkosten durch eine Rückkühlanlage bedeutend verringert werden. Dabei hat die Rückkühlung und Wiederverwendung des Kühlwassers noch den Vorteil, daß die Ablagerung von Schlamm und Kesselstein in den Kühlräumen erheblich verringert wird. Bei Kleinmotoren können durch Anwendung der Gefäßkühlung oder der Verdampfungskühlung die Wasserkosten auf einen verschwindend geringen Betrag herabgeset werden.

Wie die Zahlentafeln 8 bis 43 erkennen lassen, ist für kleine Betriebstundenzahlen der Elektromotor, für große hingegen der Verbrennungsmotor wirtschaftlicher. Die Grenze ist hierbei verschieden, je nach den Kosten der elektrischen und der Wärmeenergie, je nach der Motorart, der Motorgröße und der Belastung, sowie je nachdem ein Langsamoder ein Schnelläufer angenommen wird. Wo die Abwärme der Motoren nutzbar gemacht werden kann, stellt sich das Verhältnis für die Verbrennungsmotoren natürlich günstiger, als dies in den Betriebskostenberechnungen zum Ausdruck kommt.

Für ganz kleine Leistungen kommen in der Regel nur Elektromotoren in Betracht, wenngleich auch kleine Gasmotoren, sogenannte Zwergmotoren, gebaut werden.

Wenn die Berechnungen nur bis zu einer jährlichen Betriebsdauer von 3000 st ausgedehnt worden sind, so ist dies in der Erwägung geschehen, daß für Anlagen mit noch längerer Betriebszeit die wirtschaftliche Ueberlegenheit des Verbrennungsmotors gegenüber dem Elektromotor so klar zutage tritt, daß hierfür, von Ausnahmefällen abgesehen, keine Elektromotoren mehr in Betracht kommen.

Aus dem Umstande, daß im Vorstehenden nur von Verbrennungsmaschinen die Rede ist, darf nicht etwa geschlossen werden, daß Dampfkraftmaschinen gegenüber Elektromotoren nicht wettbewerbfähig seien. Dampfkraftmaschinen können vielmehr schon bei verhältnismäßig kleinen Leistungen dem Elektromotor wirtschaftlich überlegen sein, wenn außer Kraft auch Wärme zu Heiz- oder Fabrikationszwecken gebraucht wird, oder wenn billige Abfallstoffe verfeuert werden können. Es sind hier nur deshalb Verbrennungsmotoren zum Vergleich angenommen, weil gerade diese — insbesondere auf dem Gebiet der kleinen Leistungen — am häufigsten mit dem Elektromotor in Wettbewerb treten.

Schnelläufer empfehlen sich gewöhnlich dort, wo es sich um geringe Benutzungszeiten handelt, wo also gemäß Fig. 11 und 12 (S. 1614 und 1651) die Kapitalkosten verhältnismäßig stark ins Gewicht fallen. Bei größerer Benutzungsdauer sind hingegen Langsamläufer vorzuziehen.

Insbesondere bei unterbrochenem Betriebe hat der Elektromotor den Vorzug, daß das An- und Abstellen des Motors das Werk eines Augenblickes ist und man sich daher ganz dem Arbeitsbedürfnis anpassen kann. Bei Wärmekraftmaschinen hingegen empfiehlt es sich, den Betrieb so einzurichten, daß das An- und Abstellen der Maschine möglichst selten notwendig wird, man sollte also hier danach trachten, die Maschinenarbeit möglichst zusammenzulegen. Das kommt für Elektromotoren nur insoweit in Betracht, als die Einhaltung der Sperrzeit zu berücksichtigen ist.

Im übrigen ist zu bemerken, daß für die Wahl des Motors nicht immer die Höhe der Betriebskosten allein entscheidend ist. Bisweilen sind auch die sonstigen Vorzüge des Elektromotors für dessen Wahl ausschlaggebend. Diese Vorzüge bestehen in dem geringen Platzbedarf, in dem ruhigen und stoßfreien Gang und dem Wegfall jeglicher Rauch- und Rußbelästigung. Auch wäre hier noch darauf hinzuweisen, daß der Elektromotor fast unbeschadet seiner Wirtschaftlichkeit größer gewählt werden kann, als es der augenblickliche Kraftbedarf erfordert, da der Mehrverbrauch an Strom bei Teilbelastung nur ganz gering ist.

Zusammenfassung.

Im Vorstehenden wird gezeigt, daß bei der Wahl einer Betriebskraft eine Reihe von Gesichtspunkten in Betracht kommt, und daß es nicht möglich ist, hierfür allgemein gültige Regeln und Rezepte aufzustellen. Es muß vielmehr von Fall zu Fall entschieden werden, welche Kraftmaschine unter Berücksichtigung der örtlichen und der besonderen Betriebsverhältnisse die Energie am wohlfeilsten erzeugt. Hierbei ist zu beachten, daß bei kleinen Anlagen häufig mehr Wert auf Einfachheit, Betriebsicherheit und jederzeitige Betriebsbereitschaft als auf höchste Wirtschaftlichkeit zu legen ist.

In der Regel wird man sich zwischen einer Wärmekraftmaschine und einem Elektromotor zu entscheiden haben. Wasserkraftanlagen sind, wenigstens bei den jetzigen Brennstoffpreisen, trotz der Möglichkeit der elektrischen Uebertragung und Verteilung von Energie, doch mehr oder weniger an den Ort gebunden[1]), ebenso in gewissem Maß auch Windkraftanlagen. Diese sind an sich nur für Betriebe geeignet, bei denen es auf das Einhalten einer bestimmten Arbeitzeit nicht ankommt.

Wo es sich um ausschließlichen Kraftbetrieb handelt, sind die Kosten der PS_e-Stunde für die Wahl der Betriebskraft maßgebend, sofern nicht andre Rücksichten den Ausschlag geben. Für Betriebe hingegen, die außer Kraft auch Wärme gebrauchen, ist unter sonst gleichen Verhältnissen die Anlage die zweckmäßigste, die die Gesamtenergie am billigsten erzeugt. Dies ist bei großem Wärmebedarf in den meisten Fällen die Dampfanlage und bei kleinem Wärmebedarf die Verbrennungsmaschinenanlage. Bei mittlerem Wärmebedarf kann eine Maschine für Anzapf- oder Zwischendampf in Betracht kommen[2]).

Bei Verbrennungsmaschinen erscheint die Ausnutzung der Abwärme nur für größere Leistungen mit längerer Betriebsdauer zweckmäßig, in erster Linie für Großgasmaschinen-Kraftwerke auf Hüttenwerken und Zechen. Bei unterbrochenen Betrieben ist zu berücksichtigen, daß in den Betriebspausen keine Abwärme erzeugt wird. Da alsdann eine unmittelbare Wärmeentnahme, wie sie bei Dampfanlagen aus dem Dampfkessel möglich ist, nur bei Verbrennungsmaschinen mit eigener Gaserzeugeranlage stattfinden kann, so hat man in Fällen, in denen ein während des Betriebes aufspeicherbarer Wärmeüberschuß nicht zur Verfügung steht, eine besondere Heizanlage vorzusehen.

Je geringer der Belastungsfaktor einer Anlage und je niedriger der örtliche Wärmepreis ist, desto mehr tritt der Anteil der reinen Energiekosten hinter denjenigen der Kapitalkosten zurück. Es ist hier im allgemeinen die in der Anschaffung billigere Kraftanlage die wirtschaftlichere. Dies ist, wenigstens für größere Leistungen, die Dampfkraftanlage. Anderseits ist bei hohem Belastungsfaktor und hohen örtlichen Brennstoffpreisen dem Dieselmotor der Vorzug zu geben. Treten starke Belastungsschwankungen auf, wie z. B. bei Elektrizitätswerken, so kann sich unter Umständen für größere Leistungen eine zusammengesetzte Anlage empfehlen, bei der die annähernd gleich bleibende Grundbelastung oder ein Teil davon durch Verbrennungsmaschinen, der veränderliche Teil dagegen durch Dampfkraftmaschinen gedeckt wird. Für schlecht ausgenutzte oder Reserveanlagen kommen Dieselmotoren nur dann in Betracht, wenn auf sofortige Betriebsbereitschaft besonderer Wert gelegt wird.

Für Großkraftwerke mit sehr großen Einzelsätzen, etwa über 6000 PS_e, kommt nach dem heutigen Stande der Technik nur die Dampfturbine in Frage.

Ob sich im gegebenen Fall eine Sauggasanlage empfiehlt, das ist eine reine Brennstofffrage. Im allgemeinen sind heute Sauggasanlagen nur noch dann am Platze, wenn ein im Wärmepreis billiger Brennstoff zur Verfügung steht. Für große Kraftwerke kann sich die vorherige Vergasung des Brennstoffes unter Umständen schon deshalb empfehlen, weil sich alsdann seine wertvollen Bestandteile (Stickstoff und Teer) gewinnen lassen. Die Gewinnung von Nebenerzeugnissen erscheint allerdings nur dort wirtschaftlich, wo ein billiger und für den Gaserzeugerbetrieb geeigneter Brennstoff zur Verfügung steht.

Für den elektromotorischen Antrieb wird an der Hand von Betriebskostenberechnungen gezeigt, daß er sich in erster Linie dann wirtschaftlicher gestaltet als der mit Wärmekraftmaschinen, wenn die jährliche Betriebsdauer verhältnismäßig kurz ist, oder wenn es sich um unterbrochene Betriebe handelt. In diesem Fall entscheiden die geringen Anschaffungskosten des Elektromotors zu dessen Gunsten. Bei größerer Betriebstundenzahl hingegen wird, sofern wirtschaftliche Rücksichten den Ausschlag geben, die Aufstellung einer eigenen Kraftanlage dem Anschluß an ein Elektrizitätswerk oder an ein Ueberlandwerk in der Regel vorzuziehen sein, zumal man dann keinerlei einschränkenden Bestimmungen hinsichtlich der Betriebszeit (Sperrzeit) unterworfen ist. Wo es sich um gleichzeitigen Kraft- und Wärmebedarf handelt, arbeitet an sich die Wärmekraftanlage wirtschaftlicher.

Durch die Einführung der Naphthalin-, Diesel- und Sauggasmaschinen und durch die Ueberhitzung des Dampfes bei Dampfanlagen hat die zentrale Krafterzeugung viel von ihrer früheren Bedeutung verloren. Die kleinere Einzelanlage steht heute dem Großbetrieb in wirtschaftlicher Hinsicht nur noch wenig nach, um so mehr, als bei ihr die bedeutenden Anlagekosten des Kabelnetzes wegfallen. Die in Großkraftwerken erzeugte elektrische Energie kann im allgemeinen nur dort mit der Krafterzeugung durch Dieselmotoren erfolgreich in Wettbewerb treten, wo durch Vereinigung des elektrischen Kraftwerkes mit einem Volksbad oder einem Fernheizwerk bezw. einer Fernwarmwasserversorgung eine gleichzeitige Verwertung der Abwärme möglich ist.

[1]) Vergl. in dieser Hinsicht auch die Ausführungen von Direktor O. Bühring der Rheinischen Schuckert-Gesellschaft in seinem Vortrage »Mit Dampf betriebene elektrische Kraftwerke« (Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen 1912 S. 267).

[2]) Wo nur niedrige Heiztemperaturen erforderlich sind, ist natürlich die Vakuumheizung noch wirtschaftlicher als die mit Zwischendampf, vorausgesetzt, daß der Betrieb ohne Abschwächung der Luftleere geführt werden kann.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika.[1]

Von Regierungsbaumeister **F. Gutbrod** in Berlin.

(Fortsetzung von S. 1665)

11) Eiserner Personenwagen der Hudson and Manhattan Co.

Die Hudson and Manhattan Co. ist Eignerin des elektrischen Bahnbetriebes, welcher die Städte Hoboken und Jersey City mit New York durch vier unter dem Hudson-Fluß durchgeführte Unterwasser-Tunnelstränge verbindet. Der nach Art der New Yorker Untergrundbahn durchgeführte Betrieb stellte mit Rücksicht auf die geringe Entfernung der Haltestellen, den außergewöhnlich starken Verkehr und die große Länge der Unterwasser-Tunnelstrecke folgende Forderungen an die Bauart der eisernen Wagen:

1) Die Wagen müssen unbedingt feuersicher sein, 2) sie sollen möglichst rasches Aus- und Einsteigen der Fahrgäste gewährleisten, und 3) die Wagen müssen mit Rücksicht auf hohe Anfahrbeschleunigung ein möglichst geringes Gewicht haben, dessen untere Grenze nur durch die Anforderungen der Festigkeit bestimmt sein darf. Die erste und dritte Forderung stellen keine Aufgaben, die nicht bei den vorher besprochenen eisernen Wagen schon hinreichend gelöst wären. Anders mit der zweiten Forderung.

Die Wagen der Untergrundbahn in New York mit ihren an den Wagenenden angeordneten Türen, durch welche das gleichzeitig ein- und aussteigende Publikum gegeneinander drängt, bilden einen der schwächsten Punkte der ganzen Verkehrseinrichtung. Um ähnlichen Zuständen während der Zeiten stärksten Verkehrs in ihrem Betriebe vorzubeugen, hat die Hudson and Manhattan Co. einmal auf ihren verkehrsreichsten Haltestellen für die ein- und aussteigenden Fahrgäste je eine getrennte Plattform zu beiden Seiten des Zuges angeordnet und zweitens außer den beiden Türen an den Wagenenden noch eine dritte, breite Tür in der Mitte des Wagens eingerichtet. Bei Ankunft eines Zuges auf einer derartigen Station werden nun zunächst die drei Türen auf der einen Seite für die aussteigenden Gäste und einige Sekunden später, nachdem der Strom des aussteigenden Publikums gehörig im Fluß ist, die Türen auf der andern Wagenseite für die einsteigenden Fahrgäste geöffnet. Auf diese Weise wird eine unnötige Stauung beim Ein- und Aussteigen vermieden.

Die Forderung, in der Wagenmitte eine Tür anzubringen, schloß die Möglichkeit, wie bei allen andern eisernen Personenwagen den Teil der Wagenkastenseitenwand unterhalb der Fensterbrüstung als durchgehenden Stehblechträger auszubilden, von vornherein aus. Die Einschaltung einer Tür in der Wagenmitte hätte diesen Blechträger in zwei Teile zerschnitten. Ein Ausgleich durch entsprechende Versteifung des Trägers um den Türausschnitt herum wäre ohne erhebliche Gewichtvermehrung nicht zu ermöglichen gewesen. Die Verwendung fischbauchartiger Längsträger im Untergestell wurde ebenfalls in Erwägung gezogen, mußte

Fig. 274 bis 276.

Eiserner Personenwagen der Hudson and Manhattan Co.

Längsschnitt. Maßstab 1 : 80.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Fig. 277. Wagenkasten und Seitenwand.

aber mit Rücksicht auf die geringe zur Verfügung stehende Bauhöhe von 400 bis 450 mm aufgegeben werden, da das erforderliche Widerstandsmoment unter diesen Umständen eine sehr ungünstige Querschnittsform des Trägers bedingt und damit sein Gewicht in unzweckmäßiger Weise vergrößert hätte. Ein möglichst geringes Gewicht des Wagens war aber mit Rücksicht auf die große Anfahrbeschleunigung ausdrücklich gefordert.

Unter diesen Umständen kam man zu einer von den bisher besprochenen Wagen vollständig abweichenden Bauart, bei welcher die Wagenkastenseitenwände als Brückenträger durchgebildet sind. Die Gesamtanordnung des Wagens ergibt sich aus Fig. 274 bis 276. Die Seitenwand des Wagenkastens ist, wie Fig. 277 zeigt, aus fünf Blechpaneelen zusammengesetzt, von denen das mittlere die Mitteltür enthält. Da die Höhe dieses Blechträgers 2,13 m beträgt, so ist das Gewicht bei gleicher Beanspruchung des Materiales erheblich geringer als bei einem Träger, welcher nur bis zur Fenstersimshöhe tragend durchgebildet ist. Ober- und Untergurt dieses Trägers bestehen je aus einem [-Eisen von 152 mm Steghöhe, welches auf die ganze Länge des Wagens durchläuft. Das untere [-Eisen bildet gleichzeitig den seitlichen Längsträger des Untergestelles. Die Vertikalen des Blechträgers bestehen aus [-Eisen von 203 mm Steghöhe in gleichmäßigen Abständen, entsprechend der Einteilung der Doppelfenster. Sie sind in Höhe des Fenstersimses durch ein wagerechtes L-Eisen mit einander verbunden und unterhalb dieses L-Eisens durch Flacheisen-Diagonalen abgesteift. Mit den als Fenstermittelpfosten durchgeführten Vertikalen bilden sie, wie aus Fig. 277 ersichtlich, unterhalb der Fenster einen regelrechten Gitterträgerverband. Oberhalb des Fenstersimses sind die Pfosten durch L-Eisen verstärkt, welche gleichzeitig auch die in den Paneelen angebrachten Fensterausschnitte umsäumen. Unmittelbar über der Kämpferlinie der Fensterbogen sind die Pfosten außerdem noch durch aufgenietete Blechplatten versteift, die bis zum L-Eisen der Obergurte hinaufreichen. An dem Ausschnitt für die Mitteltür sind Obergurt und Untergurt, an den Endvestibülen die Untergurte durch kräftige Wulsteisen verstärkt.

Stirnansicht.

Die Wagenkasten-Seitenwände sind so bemessen, daß sie das gesamte Gewicht des Wagenkastens und der Fahrgäste zu tragen vermögen und dabei die Beanspruchung in keinem ihrer Glieder den Betrag von 850 kg/qcm überschreitet.

Das Untergestell ist in Fig. 278 dargestellt. Die mittleren Längsträger bestehen wie die seitlichen Längsträger, welche gleichzeitig den Untergurt der Wagenkasten-Seitenwand bilden, aus [-Eisen von 152 mm Steghöhe, welche auf die ganze Länge des Wagens durchlaufen. Die beiden Hauptquerträger bestehen aus zwei Stehblechträgern, die durch ein oberes Deckblech zu einem kastenförmigen Träger vereinigt sind. Die dazwischen liegenden Querträger sind aus zwei L-Eisen zusammengesetzt, die unten durch ein Sprengwerk aus Rundeisen mit Spannschraube versteift sind. Die L-Eisen sind mit den seitlichen Längsträgern durch starke Knotenbleche verbunden, die nach oben umgebogen sind und so als Widerlager für die Pfosten der Wagenkasten-Seitenwände dienen. Die Endquerträger sind außerordentlich kräftig ausgebildet und so geformt, daß sie wagerechte Stöße möglichst gleichmäßig auf die vier Längsträger übertragen. Mit den beiden mittleren Längsträgern sind sie außerdem noch durch eine wagerechte Eisenplatte verbunden, welche gleichzeitig zur Befestigung der Zugvorrichtung dient. Um bei Zugzusammenstößen das Eindrücken der Vestibülwände durch Aufklettern der Wagenenden nach Möglichkeit zu verhindern, sind, wie aus Fig. 279 ersichtlich ist, gegen die Enden der mittleren Längsträger zwei schwere, eigenartig geformte Stahlgußblöcke *a* genietet, die etwa 200 mm über den Wagenkastenboden hervorragen und den aufkletternden Wagen abfangen sollen.

Die Bekleidung der Seiten- und Stirnwände des Wagenkastens besteht aus 1,6 mm starken Eisenblechen, welche mit dem Wagenkastengerippe durch besondere Niete verbunden sind. Die Bekleidung kann also abgenommen werden, ohne daß Verbindungen zwischen den Gliedern des Gerippes gelöst werden, eine Anordnung, die nicht bei allen eisernen Wagen durchgeführt ist.

Die Dachspriegel bestehen aus L-Eisen, die entsprechend der Form des Dachaufbaues gekrümmt sind. Ihr gegenseitiger Abstand beträgt 355 mm. Die Dachbleche sind 1,6 mm dick. Die Köpfe der Befestigungsniete sind verlötet. Die Ueberlappungen benachbarter Bleche sind ebenfalls genietet und auf die ganze Länge gelötet.

Die Innenbekleidung besteht sowohl für die Decke wie für die Seitenwände aus Eisenblech von 0,8 mm Stärke. Die Bekleidung der Fenster- und Türpfosten, Decken- und Wandleisten ist aus Preßblech hergestellt. Der Fußboden besteht aus Monolith-Zement, welcher in einer Stärke von 25 mm auf galvanisiertem Eisenblech von schwalbenschwanzförmig gepreßtem Querschnitt aufgetragen ist.

Fig. 278. Untergestell.

Fig. 279. Außenansicht.

Die Innenausrüstung des Wagens ist aus Fig. 280 zu ersehen. Die an den Seitenwänden angeordneten Längssitze sind durch Trennungswände aus Eisenblech, die vom Sitz bis auf Schulterhöhe eines sitzenden Fahrgastes hinaufreichen, unterbrochen. Diese Trennungswände sollen wenigstens einem Teil der Fahrgäste einen Halt gegen seitliche Stöße bei schnellem Anfahren und Bremsen geben. An jeder Zwischenwand ist außerdem eine senkrechte Handstange angeordnet, welche bis zu der die Riemenhalter führenden, unmittelbar unter der Decke angebrachten wagerechten Rundstange hinaufreicht.

Die drei Türen einer Wagenseite werden durch Druckluft von einem der beiden Wagenenden aus gleichzeitig betätigt.

Die Bauart des zweiachsigen Drehgestelles ergibt sich aus Fig. 281 bis 283.

Fig. 281 bis 283. Zweiachsiges Drehgestell.

Längsschnitt. Maßstab 1:20.

Grundriß.

Fig. 280. Innenausrüstung.

Zurzeit sind nach diesen Entwürfen mehr als 100 Motor- bezw. Anhängewagen angeliefert, die zum Teil von der American Car and Foundry Co., zum Teil von der Pressed Steel Car Co. gebaut sind.

12) Eiserner Gepäckwagen der Hudson and Manhattan Co.

Zum Schluß soll noch ein eiserner Gepäckwagen derselben Bahngesellschaft beschrieben werden, der seiner Eigenart wegen besondere Erwähnung verdient. Die Hudson and Manhattan Co. verbindet die Stadt New York mit mehreren auf dem andern Ufer des Hudson-Flusses gelegenen Fernbahnhöfen (unter andern der Pennsylvania R. R.; Erie R. R.; Central R. R. of New Jersey; Delaware, Lackawanna and Western R. R.), sie muß deshalb auf die schnelle Beförderung großer Gepäckmengen von und nach der Hauptstadt besonders bedacht sein. Unter einer großen Zahl von Entwürfen, die der Bahngesellschaft von den Wagenbaufirmen vorgelegt wurden, fand schließlich derjenige die Billigung, bei welchem das Gepäck mitsamt den Handgepäckwagen verladen wird, wobei sich also das Umladen des Gepäcks von den Handwagen auf die Eisenbahnwagen und zurück erübrigt und somit der Verzug beim Verfrachten des Reisegepäcks auf ein Mindestmaß eingeschränkt wird. Der Entwurf stammt von L. B. Stillwell, beratendem Ingenieur der Bahngesellschaft in New York. Nach diesen Zeichnungen hat die J. G. Brill Co. in Philadelphia bis jetzt drei Wagen in Auftrag erhalten.

Fig. 284 bis 286 geben ein Bild von der Gesamtanordnung des Wagens. Der Gepäckwagen kann gleichzeitig acht beladene Handwagen aufnehmen. Die acht hierfür bestimmten Räume sind durch die Seitenpfosten des Wagenkastens voneinander abgetrennt. Jeder dieser Räume ist beiderseitig durch eine in Gelenken drehbare Blechklappe abgeschlossen. Auf der oberen Seite dieser Klappe sind eiserne Führungs-

Schnitt a-b.

schienen für die Räder der Handwagen angebracht. Diese Schienen bilden die Fortsetzung von entsprechenden Rillen im Fußboden des eisernen Wagens, so daß die Handwagen von den Bahnsteigen aus über die heruntergeklappte Brücke hinweg unmittelbar in den Gepäckwagen hineingeschoben werden können.

Die Klappbrücken sind einmal mit Vorrichtungen versehen, um die Handwagen auf dem Gepäckwagen gegen Bewegungen zu hindern, und sind außerdem selbst Bestandteile einer Blockiereinrichtung, welche in die Luftdruckbremsleitung des Wagens eingeschaltet ist, und zwar so, daß die Bremsklötze angezogen sind und nicht gelöst werden können, so lange die eisernen Brücken heruntergeklappt sind.

Die Feststellvorrichtung für die Handwagen ergibt sich aus Fig. 287 bis 289. An jeder Seite der Brücke ist ein Führungshebel befestigt, dessen vorderes Ende in einen im Wagenkastenboden angebrachten Schlitz greift und sich beim Hochklappen der Brücke tiefer in diesen Schlitz hineinschiebt. Dieser Führungshebel geht mit seiner stärksten Krümmung durch einen taschenartig ausgebildeten, am Wagenboden befestigten Haken hindurch. Die Drehrichtung des Hakens ist senkrecht zu der der Klappbrücke. Da nun der erwähnte Führungshebel, wie die Anordnung im Grundriß ergibt, mit seinem oberen, an der Klappbrücke befestigten Ende nach innen gekröpft ist, so wird beim Hochklappen der Brücke der Feststellhaken aus der in Fig. 289 punktiert gezeichneten Lage in die voll ausgezogene Lage gedrückt. Der Haken stellt sich also auf, umklammert dabei das Untergestell des Handwagens und sichert ihn auf diese Weise gegen jede Bewegung während der Fahrt.

Die Feststellvorrichtung für die Klappbrücke selbst ist aus Fig. 290 bis 292 ersichtlich. Sie besteht aus einer Händelstange, welche auf der oberen Seite, und zwar in der Mitte der Klappe, befestigt ist. Bei hochgeklappter Brücke wird die Händelstange zunächst um ihre senkrechte Mittelachse um 90° gedreht, so daß sie aus der Stellung in Fig. 290 in diejenige der Figur 291 gelangt. Bei dieser Drehung greift das untere, als hakenförmiger Riegel ausgebildete Ende der Stange unter eine Zunge, die auf dem Fußboden des Wagens befestigt ist, und verriegelt auf diese Weise die Fallbrücke in der hochgeklappten Lage. Das untere Ende der Händelstange läuft in ein Vierkant aus, welches beim Anheben der Klappbrücke durch einen Schlitz im Fußboden des Wagens hindurchtritt und mittels Hebelübersetzung ein kleines Hülfsventil in Tätigkeit setzt, das unmittelbar in die Bremsrohrleitung des Wagens eingebaut ist. Durch diese Vorrichtung wird die Bremse des Wagens bei heruntergeklappter Brücke angezogen, während sie beim Hochklappen der Brücke und erfolgter Verriegelung durch Drehen des Verschlußhebels gelöst wird.

Fig. 284 bis 286. Eiserner Gepäckwagen der Hudson and Manhattan Co.

Fig. 284. Seitenansicht.

Fig. 285. Stirnansicht.

Fig. 286. Innenansicht.

Fig. 287 bis 289.

Feststellvorrichtung für die Handwagen.

Maßstab 1 : 15.

stimmten Abständen durch Zwischenstücke gegeneinander abgesteift sind. Dort, wo die oberen Flansche zur Verbindung mit den Querträgern der Drehgestellzapfen fortgeschnitten sind, werden die Längsträger durch [-Eisen von 178 mm Steghöhe verstärkt (vergl. den Grundriß, Fig. 294). Die Endquerträger bestehen aus Stehblechen von 12,7 mm Stärke, die oben und unten von L-Eisen eingesäumt sind. Endquerträger, mittlere und seitliche Längsträger sind zur kräftigen Versteifung der Untergestellenden mit einer 6,4 mm starken Blechplatte abgedeckt, welche gleichzeitig den Fußboden für den je an den beiden Enden des Wagens angebrachten Führerabteil bildet. Eine entsprechende Blechplatte von 12,7 mm Stärke ist an den unteren Flanschen der betreffenden Träger befestigt und nimmt die Zugvorrichtung auf. Zwischen den Drehgestell-Querträgern sind noch zwei Querträger an den unteren Brechpunkten der trapezförmigen Längsträger angeordnet. Sie bestehen aus [-Eisen von 152 mm Steghöhe und sind, wie aus Schnitt *a-b* der Figur 295 ersichtlich ist, mit den seitlichen Längsträgern durch starke Knotenbleche verbunden. Die Drehgestell-Querträger sind aus zwei Flacheisen von 19 bezw.

Fig. 293 bis 295. Gepäckwagen

Fig. 293.

Längsschnitt.

Maßstab 1 : 50.

Fig. 294.

Die Seitenöffnungen der Wagen können durch wasserdichte Vorhänge abgeschlossen werden, welche die ganze Breite zwischen zwei Seitenpfosten einnehmen und von dem oberen Abschlußblech der Wagenkasten-Seitenwand bis zum Fußboden heruntergezogen werden können. An den T-förmigen Seitenpfosten sind beiderseitig L-Eisen befestigt, zwischen deren Flanschen die Vorhänge geführt werden.

Die Ausführung des Gepäckwagens im einzelnen ergibt sich aus Fig. 293 bis 295. Das Untergestell, Fig. 296, hat Seitenträger von fischbauchförmigem Längsprofil. Sie sind als Stehblechträger von 560 mm größter Steghöhe in der Mitte des Trägers und 230 mm Steghöhe über den Drehgestellen durchgebildet. Das Stehblech ist 8 mm dick und oben und unten durch L-Eisen eingesäumt. Die mittleren Längsträger bestehen aus [-Eisen von 203 mm Steghöhe, die in be-

25,4 mm Stärke und 230 mm Breite zusammengesetzt, die den oberen und unteren Flansch der mittleren Längsträger umfassen und gegen besondere, in die seitlichen Längsträger eingelegte Füllstücke befestigt sind (vergl. Schnitt *c-d* in Fig. 295). Das Füllstück des Drehgestell-Querträgers zwischen den beiden mittleren Längsträgern ist aus Gußstahl angefertigt und gleichzeitig als Druckzapfen für das Drehgestell ausgebildet. Das ganze Untergestell ist mit Eisenblech von 3 mm Stärke abgedeckt.

Das Gerippe des Wagenkastens besteht aus den erwähnten Seitenpfosten von T-förmigem Querschnitt. Sie sind, wie Fig. 293 zeigt, mit Knotenblechen gegen die seitlichen Längsträger des Untergestelles genietet und werden außerdem durch gepreßte eiserne Taschen gehalten, die auf dem eisernen Boden des Untergestelles befestigt sind. Die Seitenpfosten sind am oberen Ende durch ein wagerechtes, auf die ganze Länge des Wagens durchlaufendes L-Eisen verbunden. Die Dachspriegel haben T-förmigen Querschnitt und sind entsprechend der Form des Dachaufsatzes gebogen. Ihr gegenseitiger Abstand regelt sich durch die Einteilung der Seitenpfosten. Sie sind mit diesen durch doppelte Knotenbleche sehr kräftig verbunden. Zwischen zwei Dachspriegeln sind in gleichen Abständen noch je zwei Zwischenträger aus L-Eisen eingebaut. Die Dachbekleidung besteht aus 1,6 mm starken Eisenblechen, welche gegen die Dachspriegel genietet und deren Stoßstellen außerdem noch verlötet sind.

Fig. 290 bis 292.
Feststellvorrichtung für die Klappbrücken.

Um bei Zugzusammenstößen das Eindrücken der an den Stirnenden angebrachten Führerabteile durch Aufklettern des Nachbarwagens zu vermeiden, sind auch hier zwischen die Enden der mittleren Längsträger schwere Stahlgußblöcke eingenietet, die über den Wagenkastenboden etwa 200 mm hervorragen.

Das Gewicht des Wagens beträgt 39 t. Die beiden erstangelieferten Wagen haben sich in 2 1/2 jährigem Betrieb gut bewährt.

(Fortsetzung folgt.)

der Hudson and Manhattan Co.
Fig. 295.
Schnitt *a-b*. Schnitt *c-d*.

Grundriß.

Fig. 296. Untergestell.

Hochleistungs-Wasserrohrkessel-Anlage im Elektrizitätswerke der Stadt Brandenburg a. H.[1]

Von Dipl.-Jng. **Mahr** in Brandenburg.

Die vom Magistrat der Stadt Brandenburg beschlossene Umwandlung des Pferdebahnbetriebes in elektrischen Betrieb, der ständig wachsende Absatz elektrischer Arbeit für Licht und Kraftzwecke sowie das Bedürfnis, an entfernt gelegene Fabrikbetriebe Drehstrom abzugeben, machten es erforderlich, das vorhandene städtische Elektrizitätswerk durch Einbau neuer Maschinen und Kessel zu erweitern.

Die Lage der einzelnen Räume des Werkes zueinander wie deren Größenverhältnisse bedingten den Einbau der Erweiterung in die vorhandenen Räume. Dabei sollten sich sogar durch eine zweite und dritte Erweiterung Maschinen und Kessel für insgesamt 6000 bis 7500 KW in dem vorhandenen Kessel- und Maschinenhause unterbringen lassen. Abgesehen von einem seitlich angebauten neuen Schalthause mit getrennten Einrichtungen für Gleichstrom und Drehstrom und einem Anbau an der Südseite des Kesselhauses für eine Vorwärmeranlage konnten diese Bedingungen auch erfüllt werden.

Zur Erweiterung der vorhandenen Anlage wurde zunächst eine Dampfturbine von 716 KW Leistung, gekuppelt mit einer Lichtdynamo von 440 bis 500 KW bei 1000 Amp und 2000 Uml./min sowie einer Bahndynamo von 216 KW bei 360 Amp, von den Bergmann-Elektricitäts-Werken A.-G. in Berlin aufgestellt. Zwei weitere Turbodynamos, teils für Gleichstrom teils für Drehstrom, von je 1500 KW Leistung werden zum Winter 1912 aufgestellt werden.

Die für die vorerwähnte Dampfturbine erforderliche Kesselanlage mußte 2 Kessel von je 5600 kg/st normaler Dampferzeugung umfassen. Einer der neuen Kessel sollte zur Aushülfe dienen, und es mußte darauf Rücksicht genommen werden, daß für spätere Erweiterungen noch 2 Kessel gleicher Größe und 4 Kessel von je 8400 kg/st normaler Dampferzeugung an Stelle der bisherigen Zweiflammrohrkessel eingebaut werden sollten. Unter diesen Verhältnissen blieb für jeden Kessel des jetzigen Ausbaues nur eine Bodenfläche von rd. 14,5 qm übrig.

Nach Verhandlungen mit verschiedenen Kesselfabriken entschied man sich zugunsten von Hochleistungskesseln nach der Schiffsbauart, die bei geringer Grundfläche hohe Beanspruchungen und gute Wärmeausnutzung verbürgen, und übertrug die Ausführung der Firma A. Borsig in Berlin-Tegel. Zunächst wurden 2 Kessel von je 200 qm Heizfläche für 12 at Betriebsdruck mit Kettenrostfeuerung und mit Dampfüberhitzern für 350° Dampftemperatur aufgestellt, Fig. 1 und 2.

Unter Voraussetzung eines Schornsteinzuges von mindestens 18 mm Wassersäule bei normalem und höchstens 24 mm Wassersäule bei angestrengtem Betriebe, vor dem Schieber gemessen, und bei Verwendung nicht fließender, leicht entflammbarer, für Kettenrost geeigneter Steinkohle mit einem Heizwerte von mindestens 6750 WE/kg und nicht mehr als 10 vH Rückständen sollte jeder Kessel mit eingeschaltetem Ueberhitzer

bei normaler Beanspruchung 5600 kg/st
» höchster » 7000 »

Dampf von 12 at Ueberdruck und 350° aus Wasser von 100° erzeugen. Der Wirkungsgrad des Kessels und Ueberhitzers ohne Rauchgasvorwärmer sollte unter diesen Voraussetzungen

bei normaler Beanspruchung . . 75 vH
» höchster » . . 70 »

betragen. Diese Leistungen waren nach den Normen des Vereines deutscher Ingenieure nachzuweisen.

Fig. 1 und 2.

Aufstellung zweier Wasserrohr-Schiffskessel von A. Borsig im Elektrizitätswerk Brandenburg a. H.

Maßstab 1 : 250.

Bezogen auf die geringe Grundfläche der Kessel ergibt sich hieraus auf 1 qm Grundfläche eine Leistung von normal 385 kg/st, höchstens 480 kg/st, während für 1 qm Heizfläche des Kessels nur rd. 0,0725 qm Grundfläche erforderlich sind. Der Anforderung des Elektrizitätswerkes, auf dem zur Verfügung stehenden Raume eine möglichst hohe Leistung zu erzielen, konnte hiernach entsprochen werden

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfkessel) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Der Wasserrohr-Schiffskessel von A. Borsig, Fig. 3 bis 6, besteht aus einem zwischen 2 Wasserkammern nach hinten steigend angeordneten Rohrsystem. Die Wasserkammern sind ganz geschweißt und mit den entsprechenden Stehbolzen für die Verankerung und mit Sicherheits-Innenrohrverschlüssen versehen. Ueber der vorderen Wasserkammer ist ein Oberkessel quer angeordnet, der mit der vorderen Wasserkammer durch Rücklaufrohre und mit der hinteren Wasserkammer durch Siede- bew. Dampfrohre verbunden ist. Ueber dem Oberkessel ist ein zweiter Dampfsammler vorhanden, der alle Armaturen zur Dampfabführung und zur Sicherung des Kessels trägt, während am Oberkessel die Wasserstand- und Speisearmaturen angeordnet sind. Das Ablaßventil ist am unteren Ende der vorderen Wasserkammer angebracht, die an dieser Stelle zu einem Schlammsack erweitert ist. Der Ueberhitzer ist in dem Raum zwischen Rohrsystem und Verbindungsrohren einerseits und hinterer Wasserkammer und Oberkessel anderseits unmittelbar über dem Rohrsystem untergebracht und besteht aus nahtlosen Schlangenrohren, die in entsprechende Sammler einmünden. Die Sammler sind aus schmiedeisernen, gezogenen Vierkantrohren hergestellt, haben eingeschweißte Böden und tragen gegenüber jeder Rohreinmündung einen Verschlußstöpsel. Mit Rücksicht auf den beschränkten Raum mußte von einer Ausschaltung des Ueberhitzers aus dem Bereich der Feuergase abgesehen werden, doch kann man den Ueberhitzer mit Wasser füllen, wenn mit Sattdampf gearbeitet werden soll, so daß das Durchbrennen der Rohre vermieden wird. Der Ueberhitzer wirkt dann als Dampferzeuger und vergrößert die Kesselheizfläche.

Fig. 3 bis 6.

Wasserrohr-Schiffskessel von A. Borsig; 200 qm Heizfläche, 12 at Ueberdruck, mit Ueberhitzer für 350° C Dampftemperatur und Kettenrost von 7,2 qm Rostfläche.

Längsschnitt.

Maßstab 1 : 80.

Schnitt a-b.

Vorderansicht.

Der Kessel ist mit Borsig-Kettenrost-Feuerung von 7,2 qm Rostfläche versehen. Der Rost besteht aus einzelnen zu endlosen Ketten vereinigten Gliedern, die über Kettenräder und Achsen gespannt sind und durch Exzenter, Schnecke und Schneckenrad von der Transmission aus fortschreitend bewegt werden. Er ist auf einem kräftigen Wagen aufgesetzt, der vorne den Schütttrichter mit eingebautem Drehschieber zur Einstellung der Brennschichthöhe, hinten den pendelnd angeordneten Schlackenstauer trägt. Man kann daher den ganzen Rost aus dem Feuerraum herausfahren und wieder einbringen, ohne Mauerwerk usw. zu beseitigen.

Mit Rücksicht auf den beschränkten Raum konnte der Kessel nicht eingemauert werden; die Seitenwände sind aus Blech hergestellt und innen mit Diatomitsteinen bekleidet. Die Wände um den Rost herum sind mit feuerfesten Schamottesteinen ausgebaut. Diese Art Einmauerung gestattet ein leichtes Befahren des Kessels. Die Ummantelung ist so hergestellt, daß der Kessel bei inneren Revisionen in kurzer Zeit freigelegt werden kann.

Um den Betrieb der gesamten Dampfanlage noch wirtschaftlicher zu gestalten, wurde hinter jedem der beiden Kessel ein Rauchgasvorwärmer und ferner für beide Kessel zusammen eine Saugzuganlage angeordnet.

Jeder der beiden von den Deutschen Ekonomiserwerken G. m. b. H. in Düsseldorf-Grafenberg gelieferten Vorwärmer hat 144 qm Heizfläche und besteht aus 96 gußeisernen Rohren von 116 mm Dmr. und 4000 mm Länge, die stehend angeordnet und mit der bekannten Kratzervorrichtung ausgerüstet sind. Jeder Vorwärmer ist für die Erwärmung von 5600 ltr/st von 40 auf 100° bemessen; der Wirkungsgrad des Kessels wird durch die Vorwärmung von 75 auf 82 vH erhöht.

Die Saugzuganlage der Bauart Schwabach ist von der Gesellschaft für künstlichen Zug G. m. b. H. in Charlottenburg geliefert und für einen Kohlenverbrauch von 1440 bis 1800 kg/st bemessen. Sie besteht aus einem elektrisch angetriebenen Ventilator, der die Luft aus dem Kesselhause entnimmt. Der Unterdruck wird ähnlich wie bei einem Ejektor dadurch erzeugt, daß die Luft durch eine im Abzugrohr eingebaute Düse gepreßt wird und so die Rauchgase absaugt.

Für den Antrieb der Roste sind 2 Elektromotoren vorhanden, deren einer unmittelbar an der vorderen Laufbühne der Kessel befestigt und durch Räderübersetzung mit der Transmission verbunden ist. Der zweite Motor befindet sich an der gegenüberliegenden Wand des Kesselhauses und arbeitet durch Riemenübertragung auf die Transmission. Auf der Transmissionswelle sitzen 2 Exzenter, welche durch Schnecke und Schneckenrad die Bewegung auf die Roste übertragen.

Mit der Durchführung der Abnahmeversuche wurde der Dampfkessel-Revisions-Verein Berlin beauftragt. Am 24. August 1911 wurde ein Vorversuch durchgeführt, am 25. August fanden die Versuche bei Normalleistung und voller sowie ¾ Belastung der Turbine statt. Am 26. August wurde die Höchstleistung erprobt.

Die Versuchsergebnisse sind nachstehend aufgezeichnet:

Datum des Versuches		24. 8. 11	25. 8. 11	26. 8. 11
Dauer des Versuches	min	191	485	90
Gesamt-Kohlenverbrauch	kg	2 250	6 085	1 315
» -Speisewasserverbrauch	»	17 430	49 160	10 960
mittlere Dampfspannung	at	11,7	12,0	12,5
» Temperatur des überhitzten Dampfes	°C	338	327	329
mittlere Temperatur des Speisewassers vor dem Vorwärmer	»	31	45	36
mittlere Temperatur des Speisewassers hinter dem Vorwärmer	»	73	82	71
mittlere Temperatur der Gase vor dem Vorwärmer	»	338	341	342
mittlerer CO_2-Gehalt der Gase vor dem Vorwärmer	vH	12,4	11 0	10,2
mittlerer Sauerstoffgehalt der Gase vor dem Vorwärmer	»	6,8	8,2	7,8
mitttlere Zugstärke vor dem Vorwärmer	mm W.-S.	10 bis 11	10 bis 11	21
mittlere Temperatur der Gase hinter dem Vorwärmer	°C	—	190	201
mittlerer CO_2-Gehalt der Gase hinter dem Vorwärmer	vH	—	8,1	7,9
mittlere Zugstärke hinter dem Vorwärmer	mm W.-S.	—	17 bis 18	31 bis 32
Asche- und Schlackenrückstände	kg u. vH	—	485 u. 8.0	—
Heizwert der Kohle	WE/kg	—	6760	—
Kohlenverbrauch	kg/st	707	753	876
desgl. auf 1 qm Rostfläche	»	98,2	104	122
Dampferzeugung	»	5475	6080	7305
desgl. auf 1 qm Heizfläche	»	27,2	30,2	36,5
Verdampfung auf 1 kg Kohle	kg	7,74	8,08	8,33
Erzeugungswärme von 1 kg Dampf mit Vorwärmer	WE/kg	717	697	707
Erzeugungswärme von 1 kg Dampf ohne »	»	675	661	672
Verdampfung auf 1 kg Kohle, bezogen auf Wasser von 0° und Dampf von 100°	kg	8,18	8,36	8,76
Wirkungsgrad ohne Vorwärmer	vH	—	79,0	—
Wirkungsgrad mit »	»	—	83,3	—
Schornsteinverluste	»	—	11,5	—
Restverluste	»	—	5,2	—

Aus der Zahlentafel ist ersichtlich, daß die Garantien nicht nur erreicht, sondern teilweise überschritten worden sind. Nur die Ueberhitzung wurde nicht voll erreicht, weil die Kessel bereits mehrere Monate im Betrieb und noch nicht gereinigt worden waren. Im laufenden Betriebe waren Ueberhitzungen bis zu 370° erreicht worden.

Die Anlage ist seit Monaten ununterbrochen im Betrieb, ohne daß sich bisher Störungen bemerkbar gemacht haben; die Leistungen der Kessel sind ferner in bezug auf die erzielte Dampfmenge wie auf die Ausnutzung des Brennstoffes äußerst günstig, so daß die Anlage trotz der ungünstigen Raumverhältnisse allen Anforderungen an moderne Dampfanlagen entspricht.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. und 31. August 1912.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Juli 1912.
Vorsitzender: Hr. Zimmermanns.
Schriftführer: Hr. Rötscher.
Anwesend 57 Mitglieder und 24 Gäste.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. H. Junkers hält einen Vortrag: Kritische Betrachtungen zur Konstruktion von Großölmotoren.

Nach dem Vortrag wurde die Junkerssche Versuchsanstalt besichtigt. Die Versuchsmaschinen von 1000 und 200 PS wurden im Betriebe mit verschiedenen Belastungen und in allen Gangarten bis hinab zu ganz langsamen Umlaufzahlen vorgeführt.

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Am 3 August 1912 wurden die Werkzeugmaschinenfabrik Ernst Schieß A.-G., die Weizenmühle von G. Plange und die Städte-Ausstellung in Düsseldorf besichtigt.

Eingegangen 12. August 1912.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. Juli 1912.
Vorsitzender: Hr. Voigt. Schriftführer: Hr. Fischer
Anwesend 20 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Stehr berichtet über die Explosion eines Dampfkessels in Düsseldorf. Es handelt sich um einen Wasserröhrenkessel mit 2 Wasserkammern und 2 Oberkesseln von

rd. 400 qm Heizfläche und 15 at Betriebsdruck. Der Kessel war erst seit 1½ Jahren in Betrieb. Die Ursache der Explosion war das Nachgeben der Bodenschweißnaht in der vorderen Wasserkammer. Der Kessel riß sich infolgedessen los, überschlug sich zweimal und flog dann noch rd. 50 m weit. An den Blechtafeln der Wasserkammern konnte man genau sehen, wie sie zusammengeschweißt waren; es hatte kein inniges Durchdringen des Eisens stattgefunden. Leider wurden bei dem Unglücksfall auch drei Menschenleben vernichtet. Die Untersuchung des zu dem explodierten Kessel verwendeten Eisens ergab dessen einwandfreie Beschaffenheit. Durch Schweißproben wurde ferner festgestellt, daß es sich zum Schweißen sehr wohl eignete.

Hr. Fischer geht auf die Schweißarbeiten näher ein. Er schildert, daß gerade das Feuerschweißen an derartig gewaltigen Wasserkammern, die hier 6 m breit waren, sehr große Schwierigkeiten macht. Neben der Feuerschweißung werden für derartige Arbeiten noch das autogene Schweißen mittels Azetylens und Sauerstoffes und das elektrische Schweißverfahren verwendet. Bei allen drei Verfahren ist man, neben der Ueberwindung andrer Schwierigkeiten, auf die Geschicklichkeit des Schweißers ganz besonders angewiesen. Die Beurteilung der Güte der Schweißung ist für den abnehmenden Beamten kaum möglich, denn nur durch Zufall kann er im allgemeinen feststellen, ob Fehler gemacht worden sind; deshalb soll man bei so hohen Drücken und so großen Abmessungen lieber zur alten Nietverbindung zurückkehren und die hierdurch sich ergebenden Nachteile im Interesse einer größeren Betriebsicherheit in den Kauf nehmen.

Hr. Wirthwein erinnert an die Besprechung über die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen betr. die Anlegung von Dampfkesseln, die seinerzeit im Bezirksverein stattgefunden hat. Der Redner führt einen Fall aus seiner Praxis an, wo die Durchführung der Bestimmungen Schwierigkeiten machte. Bei dem Zusammenarbeiten an Dampfkesseln von verschiedenen Spannungen muß in die Leitung zu dem niedriger gespannten Kessel ein Rückschlagventil eingebaut werden, damit ein Ueberströmen des Dampfes unmöglich gemacht wird. Bei der Entnahme des Dampfes treten, namentlich bei scharf abschneidenden Ventilmaschinen, in der Dampfleitung Stöße auf, die so kräftig auf das Rückschlagventil einwirken, daß es zerschlagen werden kann. Es ist deshalb als Ausfluß der aufgetretenen Klagen ein Ministerialerlaß erschienen, in dem über alle zu Ohren der Beamten kommenden Fälle ein ausführlicher Bericht gefordert wird, mit dem Hinweis, daß nach genauer Prüfung der Einzelfälle unter Umständen die einschlägigen Bestimmungen entsprechend geändert werden sollen.

Hr. Schübler ist der Meinung, daß sich das Schlagen der Rückschlagventile wahrscheinlich durch Auflegen einer starken Feder auf den Ventilkegel vermeiden lassen. Betriebsversuche hierüber liegen allerdings noch nicht vor. Bevor sich der Bezirksverein auf Vorschlag von Hrn. Wirthwein mit dieser Frage näher beschäftigt, sollen erst die Versuchsergebnisse aus der Praxis abgewartet werden.

Hr. Fischer berichtet über einen Vortrag von C. Bach über Bemerkungen zu den deutschen Material- und Bauvorschriften für Dampfkessel[1]).

An Hand einer besonders kennzeichnenden Kesselsteinprobe spricht der Redner noch über Mittel zur Verhütung und leichteren Entfernung des Kesselsteines.

Eingegangen 25. Juli 1912.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 26. Juni 1912.

Vorsitzender: Hr. Overath. Schriftführer: Hr. Wons.

Anwesend 26 Mitglieder und 7 Gäste.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[2]).

Vor der Sitzung wurde das Stahlwerk Rheinau besichtigt.

Eingegangen 14. August 1912.

Teutoburger Bezirksverein.

Sitzung vom 22. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Reyscher. Schriftführer: Hr. Spitzfaden.

Anwesend 42 Mitglieder.

Hr. Spitzfaden spricht über das neue Elektrizitätswerk der Stadt Bielefeld. Er gibt einen kurzen Rückblick über die bisherige Entwicklung des bestehenden Gleichstromwerkes und führt die Gesichtspunkte auf, die für den Entwurf des im Bau befindlichen neuen Drehstrom-Hochspannungswerkes, das mit einem Umformerwerk verbunden ist, maßgebend gewesen sind. Hierauf beschreibt er ausführlich die einzelnen Teile der neuen Anlagen.

Am 6. Juli wurde das neue Werk besichtigt.

Eingegangen 2. August 1912.

Thüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 14. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Thieme.

Schriftführer: Hr. Vigener und Hr. Roeber.

Die Versammlung erledigt Vereinsangelegenheiten.

[1]) s. Z. 1912 S. 1040.
[2]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Bücherschau.

Lehrbuch der Physik. Von H. Ebert. Erster Band: Mechanik und Wärmelehre. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 661 S. mit 168 Fig. Preis geb. 14 *M*.

Das vorliegende Lehrbuch bedeutet eine Neuerung, nicht nur in der Geschichte der Lehrbücher der Experimentalphysik, sondern hoffentlich auch in der Geschichte des physikalischen Unterrichts. Der Verfasser geht von der Ueberzeugung aus, daß die Vorlesung über Experimentalphysik an den Technischen Hochschulen anders gehalten werden müsse als an den Universitäten. In der Tat: man vergegenwärtige sich die Zuhörerschaft an beiden Hochschulen, und man wird dem Verfasser vollkommen Recht geben. An der Universität: Physiker, Chemiker, Botaniker, Zoologen, Landwirte, Pharmazeuten, Mathematiker, wovon die Physiker und Mathematiker höchstens $^1/_{10}$ ausmachen. Dagegen an der Technischen Hochschule: die angehenden Ingenieure aller Zweige, die schon sämtlich eine gründliche Ausbildung in höherer Mathematik erhalten haben oder doch gleichzeitig erhalten, so daß ihnen spätestens nach 4 Wochen die Begriffe des Differenzierens und Integrierens geläufig sind. Der Lehrer der Physik an der Technischen Hochschule redet also vor einer viel gleichmäßiger vorgebildeten, besser ausgebildeten Hörerschaft, als sein Kollege von der Universität; denn dort pflegen Zoologen, Botaniker, Landwirte, Pharmazeuten und auch noch ein großer Teil der Chemiker gar keine Ausbildung in höherer Mathematik zu besitzen. Daher muß das Kolleg der Physik an der Universität notwendig ganz elementar sein, so daß die eigentlichen Fachstudierenden, die Physiker und Mathematiker, nicht das von der Vorlesung haben, was sie ihnen eigentlich bieten sollte. Die Fachstudenten kommen erst in den höheren theoretischen und experimentellen Sondervorlesungen der späteren Semester zu ihrem Recht.

Wer diese Verhältnisse unbefangen prüft, muß zu dem Ergebnis gelangen, daß es Unsinn wäre, eine derartig elementare Vorlesung an der Technischen Hochschule zu halten, wo ganz andre Anforderungen an die Zuhörer gestellt werden können. Ebert, lange Jahre Professor an der Universität, hat diese Notwendigkeit beim Uebergang an die Hochschule sofort empfunden, und im Laufe seiner 13 jährigen Wirksamkeit an der Technischen Hochschule in München ist der Plan des vorliegenden Werkes entstanden. Seine Bedeutung liegt demnach klar zutage und wird es rechtfertigen, wenn wir auch etwas genauer auf den Inhalt eingehen.

Der Verfasser stellt den für die Physik so wichtigen Energie- und Arbeitsbegriff in den Vordergrund, und dieser gibt auch den Gesichtspunkt für die Einteilung des Stoffes ab, wie man aus den folgenden Kapitelüberschriften ersieht: der Arbeitsbegriff und seine Faktoren; Arbeitsumformer; Arbeiten der Oberflächenspannung; Volumenänderungsarbeiten; Formänderungsarbeiten; kinetische Energie; mechanische Ausgleichserscheinungen. Natürlich gibt diese dürre Aufzählung

auch nicht annähernd einen Begriff von der Reichhaltigkeit und Mannigfaltigkeit des Inhaltes des Buches, das nicht nur Studenten, sondern auch allen Lehrern der Physik auf jeder Seite Neues und Interessantes bringt. Ich habe wirklich das Buch mit dem größten Nutzen gelesen, mit stets steigender Bewunderung für das geradezu erstaunliche und — wie ich hinzufügen muß — lebendige Wissen des Verfassers auf allen Nachbargebieten.

Freilich, diese Art, Physik zu lehren, ist viel schwieriger, als die alt hergebrachte, sie stellt an Lehrer und Schüler ganz andere Anforderungen. Aber das ist eben das Gute, daß die vorhandene Bildung der Studenten der Technischen Hochschule ausgenutzt wird. Vielleicht und hoffentlich hat das allmählich auch zur Folge, daß der Physikunterricht an den Universitäten endlich einmal gründlich reformiert wird, so daß zu den Verdiensten des Ebertschen Buches ein neues hinzukommen würde.

Ich möchte durchaus nicht verschweigen, daß ich mit Einzelheiten nicht einverstanden bin; das ist ja bei einem so umfangreichen Buche kein Wunder; aber ich betone, daß es nur Kleinigkeiten sind, und deshalb darf ich wohl auf eine Anführung dieser kleinen Ausstellungen verzichten. Mögen unsere jungen Techniker sich an dem prächtigen Buche auch für die reine Wissenschaft der Physik begeistern!

Breslau. Professor Dr. C. Schaefer.

Das Rohrnetz städtischer Wasserwerke, dessen Berechnung, Bau und Betrieb. Von Paul Brinkhaus, Ingenieur. München und Berlin 1912, R. Oldenbourg. 334 S. mit 34 Tab., 182 Textfig., 13 Taf. Preis 9 *M.*

Bei der Anlage einer zentralen Wasserversorgung entfällt meist ein recht erheblicher Teil der Kosten auf das Rohrnetz. An ihm ist daher auch bei geschickter Anlage am ersten zu sparen. Die Rohrweiten so zu berechnen, daß sie einerseits allen Anforderungen entsprechen, anderseits aber auch den geringsten Kostenaufwand erfordern, ist für den Ingenieur eine schwierige Aufgabe, die nicht nur Vertrautheit mit den einschlägigen Rechnungen, sondern auch eine längere Erfahrung auf diesem Gebiete verlangt.

Besonders bei kleinen Werken wurden die Rohrdurchmesser vielfach nach dem Gefühl bestimmt, ohne Erwägung, welche Weiten die wirtschaftlich günstigsten sind, d. h. ohne zu prüfen, wie sich der Preis zur Lieferfähigkeit des Rohres bezw. zum Druckverlust stellt.

Ein Werk, das für die Mehrzahl der in der Praxis vorkommenden Fälle klar und bestimmt den Gang der Rechnung angibt, gab es bislang nicht. Diese Lücke in der Literatur auszufüllen, ist das Brinkhaussche Werk bestimmt.

Im 1. Abschnitt (Berechnung der Wasserrohrleitungen) erörtert der Verfasser zunächst die Bedingungen, unter denen eine einwandfreie Versorgung gewährleistet wird, ferner, welche Umstände auf die Leistungsfähigkeit einer Leitung von Einfluß sind und welche Formeln die brauchbarsten Werte liefern; er zeigt an Hand von Beispielen, wie der Druckverlust unter den verschiedenen Belastungsfällen zu bestimmen ist.

Sehr bequem für die schnelle Ermittlung der Durchmesser, des Druckverlustes und der Wassergeschwindigkeit sind die beigegebenen Tabellen. Während Lueger (nicht Lüger) diese Tabellen nach der Kutterschen Formel nur für einen Rauhigkeitskoeffizienten ($m = 0{,}25$ für gute Wasserbeschaffenheit) aufgestellt hat, bringt der Verfasser auch Tabellen für $m = 0{,}30$, $0{,}35$ und $0{,}40$. Die Benutzung der Tabellen wird in klarer und allgemein verständlicher Weise an einer Anzahl von Zahlenbeispielen gezeigt. Der Verfasser erläutert dann weiter die Ermittlung der wirtschaftlichen Druckgefällslinie bezw. der Rohrdurchmesser für Gravitationsleitungen wie für Leitungen mit künstlicher Hebung des Wassers, und zwar nach analytischem wie graphischem Verfahren. Auch die Berechnung der Heberleitungen wird an verschiedenen Beispielen gut erläutert. Auch dem weniger Geübten wird die Rechnung nach den gegebenen Anleitungen leicht werden.

Der 2. Abschnitt handelt von der Berechnung von Wasserrohrnetzen, dem Wasserverbrauch für 1 Person und 1 m Straßenlänge, der Ermittlung der Wassergeschwindigkeit, der Bestimmung der Wasserscheidepunkte, der Aufstellung der Belastungsdiagramme und der Ermittlung des ungünstigsten Versorgungspunktes.

Bezüglich der Wasserscheidepunkte wendet sich der Verfasser besonders gegen die nicht einwandfreie Annahme, die Dr. Mannes in seiner Abhandlung im »Gesundheits-Ingenieur« gemacht hat.

Die wirtschaftliche Berechnung größerer Stadtrohrnetze ist nicht einfach und erfordert Scharfblick, viel Erfahrung und Uebung. Allgemein gültige Normen sind dafür nicht aufzustellen, wie die mannigfachen Auseinandersetzungen in der Literatur der letzten Jahre beweisen. Jedenfalls gibt der Verfasser eine gute Anleitung, wie man zu einer brauchbaren Lösung gelangt.

Im 3. Abschnitt werden die gußeisernen und schmiedeeisernen Rohre, ihre Vorzüge und Nachteile, die Formstücke und Armaturen unter Beigabe von Skizzen besprochen.

Im 4. Abschnitt wird auseinandergesetzt, worauf sich die Vorarbeiten für die Ausführung von Wasserrohrleitungen und -netzen zu erstrecken haben und wie die Zeichnungen und Pläne herzustellen sind. Im Anschluß daran wird auch erläutert, wie bei der Vergebung der Ausführung an einen Unternehmer zu verfahren ist und welche Bedingungen bei der Ausschreibung vorzuschreiben sind.

Abschnitt 5 handelt besonders von der Verlegung der Rohrleitungen. Hinsichtlich der Verwendung von Bleiwolle für die Muffendichtung hat der Verfasser die gleichen Erfahrungen gemacht wie andre, die Gußblei im allgemeinen vorziehen.

Besondere Fälle von Rohrverlegungsarbeiten (Straßenanschlüsse, Kanal-, Eisenbahn- und Flußkreuzungen und Heberleitungen) werden im 6. Abschnitt besprochen. Bei der Dichtung der Heberleitungs-Muffen ist — Ausführung im trocknen Erdreich vorausgesetzt — Bleiwolle m. E. ebensowenig notwendig wie bei gewöhnlichen Saug- oder Druckleitungen. Gummidichtung (Rundgummi) dürfte sich nur bei vorübergehend benutzten Leitungen empfehlen.

Im 7. Abschnitt werden die Hausanschlüsse beschrieben, und der 8. Abschnitt ist dem Betrieb des Rohrnetzes gewidmet (Einlassen des Wassers, Spülung der Leitungen, ständige Ueberwachung der Schieber, Hydranten und Lüftventile, Prüfung der Dichtigkeit usw.). Auch die Behandlung und Prüfung der Wassermesser wird eingehend besprochen.

Das Brinkhaussche Werk bedarf einer besondern Empfehlung nicht. Es ist mit großem Sachverständnis geschrieben und von besonderm Wert für solche Fachgenossen, welche nicht ständig mit dem Entwerfen neuer Leitungen zu tun haben und daher leicht, um Zeit zu ersparen, darauf verfallen, die Rohrweiten nach dem Gefühl bestimmen zu wollen. Doch werden auch wissenschaftlich gut geschulte Ingenieure Vorteil aus dem Studium des Werkes ziehen. Anklam.

Ueber Wärmeübergang auf ruhige oder bewegte Luft sowie Lüftung und Kühlung elektrischer Maschinen. Von L. Binder. Halle a. S. 1911, Wilhelm Knapp. 112 S. mit 45 Fig. Preis 5,70 *M.*

Das vorliegende Buch ist der wörtliche Abdruck der Dissertation des Verfassers über »äußere Wärmeleitung und Erwärmung elektrischer Maschinen«.

Im ersten Teile wird eine neue Formel für die Wärmeabgabe eines heißen Körpers an Kühlluft aufgestellt. Mittels Integration der Fourierschen Differentialgleichung der Wärmeleitung berechnet der Verfasser die Wärme, die von einer ebenen Wand durch einen an ihr entlang strömenden kalten Luftstrom abgeführt wird. Er setzt dabei reibungs- und wirbelfreie Strömung voraus. Bezeichnet σ das Verhältnis der Erwärmung der Luft längs der Wand zum anfänglichen Temperaturunterschiede zwischen Luft und Wand, so findet er für die Fälle, in denen $\sigma < 0{,}6$ ist, die schon von Boussinesq erhaltene Gesetzmäßigkeit, die aussagt, daß die von der Fläche in der Zeiteinheit an den Luftstrom abgegebene Wärmemenge proportional der Quadratwurzel des Produktes der Strömungsgeschwindigkeit, der Wärmeleitzahl der Luft, der spezifischen Wärme der Raumeinheit der Luft und der Länge der Heizfläche ist. Um Uebereinstimmung mit den Versuchen von Joule, Ser und Ott zu erhalten,

setzt er in diese Beziehung statt der wirklichen Wärmeleitzahl der Luft eine i mal so große scheinbare Wärmeleitzahl ein, die der wirbelnden Bewegung der Luft Rechnung tragen soll. i wird linear abhängig gesetzt von dem Produkte der Strömungsgeschwindigkeit und dem Rohrdurchmesser bezw. der Kanalbreite bei der Strömung der Luft durch einen von zwei ebenen Flächen begrenzten Schlitz. Für die in der Zeiteinheit abgeführte Wärme Q lautet damit die erhaltene Gleichung:

$$Q = c_1 \sqrt{L(1 + c_2 v) v},$$

worin v die Geschwindigkeit des Luftstromes, L die Länge der Wand in der Richtung der Strömung und c_1 sowie c_2 konstante Größen sind. Aus dieser Gleichung schließt der Verfasser, daß bei kleinen Geschwindigkeiten Q proportional der Quadratwurzel aus der Geschwindigkeit ist, während bei großen Geschwindigkeiten eine lineare Beziehung zwischen Q und v bestehen soll. Er glaubt damit die Widersprüche gelöst zu haben, die früher darin gefunden wurden, daß von verschiedenen Schriftstellern bald die eine und bald die andre Gesetzmäßigkeit als zu Recht bestehend angesehen wurde.

Die vielen in den letzten Jahren ausgeführten Versuche über die kühlende Wirkung eines Luftstromes gestatten, obige Formel nachzuprüfen. Nach meinen Versuchen[1]) ist die Wärmeübergangzahl

$$\alpha = c \frac{w^{0,786}}{d^{0,214}}$$

und damit der Anwärmungsfaktor

$$\sigma = 1 - e^{-\frac{\alpha F}{W}}.$$

In dieser Formel ist c eine Konstante, w die Strömungsgeschwindigkeit, F die Größe der Heizfläche und W der Wasserwert der in der Zeiteinheit der Fläche entlang strömenden Kühlluft. Bei kreisförmigem Querschnitt ist d der Durchmesser. Für eine beliebige Querschnittform ist für d der vierfache hydraulische Halbmesser zu setzen, wie aus theoretischen Betrachtungen und aus Versuchen von Jordan hervorgeht.

Auf S. 96 und 97 sind in Zahlentafeln die Werte σ für praktische Rechnungen angegeben. Um die Werte nachprüfen zu können, sind einige davon mit den aus meiner Formel berechneten in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt.

A) Kühlluft im Innern von Rohren.

1) Rohrlänge $L = 0,5$ m, $d = 0,04$ m.

w . . . . m/sk^{-1}	5	10	20	30	40
σ_{Binder}	0,31	0,30	0,29	0,29	0,28
$\sigma_{Nusselt}$	0,170	0,148	0,129	0,119	0,113
Fehler . . . vH	82	103	202	226	235

2) $w = 10$ m/sk^{-1}, $d = 0,04$ m.

L_m	0,25	0,5	1	2
σ_{Binder}	0,21	0,30	0,42	0,59
$\sigma_{Nusselt}$	0,076	0,148	0,276	0,476
Fehler . . . vH	177	103	52	24

3) $w = 10$ m/sk^{-1}, $L = 0,5$ m.

d	0,005	0,01	0,02	0,04
σ_{Binder}	0,93	0,68	0,44	0,30
$\sigma_{Nusselt}$	0,868	0,585	0,315	0,148
Fehler . . . vH	8	17	40	103

B) Kühlluft zwischen zwei ebenen parallelen Flächen.

Länge der Heizwände 0,5 m, Abstand der Heizwände 0,02 m.

w . . . . m/sk^{-1}	5	10	20	30	40
σ_{Binder}	0,26	0,23	0,22	0,21	0,21
$\sigma_{Nusselt}$	0,170	0,148	0,129	0,119	0,113
Fehler . . . vH	53	56	70	76	86

Der Fehler in der abgegebenen Wärme Q ist dem Fehler von σ proportional. Man erhält daher durch die Anwendung der Binderschen Tafeln Werte für die an die Kühlluft übertragene Wärme, die bis um einige Hundert Prozente zu groß sind. Ferner stimmt auch, wie klar aus der Gegenüberstellung hervorgeht, keine einzige aus der Binderschen Formel abgeleitete Gesetzmäßigkeit für die Wärmeübertragung, weder die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, noch von Rohrlänge und Rohrdurchmesser. Auch der Einfluß der Dichte der Luft folgt nach meinen Versuchen einem von der Binderschen Formel abweichenden Gesetze.

[1]) Z. 1909 S. 1750.

Im zweiten Teil des Buches werden die Ergebnisse des ersten Teiles auf die Berechnung der Erwärmung und Kühlung elektrischer Maschinen angewandt.

Im ersten Abschnitte wird unter Anwendung der Gesetze der Hydraulik die durch die Eigenbewegung verursachte Lüftung, die Lüftarbeit und die durch die Reibungsverluste bedingte Eigenerwärmung der Kühlluft berechnet. Der zweite Abschnitt enthält einen versuchsmäßigen Beweis für die lineare Uebereinanderlagerung der gegenseitigen Erwärmung der einzelnen Teile elektrischer Maschinen. Hieraus wird ein Verfahren zur Berechnung der Erwärmung der einzelnen Teile elektrischer Maschinen entwickelt. Dabei ist nicht genügend hervorgehoben, daß nur die Oberflächentemperaturen berechnet werden, während der Temperaturabfall im Eisen und in der Wicklung nicht untersucht wird. Ein Beispiel über die Berechnung der Erwärmung einer Gleichstrommaschine schließt das Buch.

Zur Berechnung der Erwärmung elektrischer Maschinen bediente man sich bis jetzt eines sehr summarischen Verfahrens. Es ist daher als ein erfreulicher Fortschritt zu begrüßen, daß der Verfasser ein Verfahren angibt, das im einzelnen den Weg eines Luftteilchens durch die Maschine verfolgt und seine Temperatur an jeder Stelle angeben läßt. Wegen der verwickelten Gestalt der elektrischen Maschinen bedarf das Verfahren natürlich noch weiterer Ausbildung in Anlehnung an Maschinenversuche.

Ich kann das Studium des Buches jedem Elektroingenieur empfehlen. Vor der Anwendung des Rechenverfahrens müßte er allerdings in den Zahlentafeln den Faktor σ durch Zahlenwerte ersetzen, die sich auf die eingangs erwähnten Versuche gründen.

W. Nusselt.

Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. Von Dr.-Ing. A. Pfarr, Geh. Baurat, Professor der Technischen Hochschule Darmstadt. 2. Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. 871 S., 548 Textfiguren und 1 Atlas von 62 lithographierten Tafeln. Preis 40 *M*.

Die zweite Auflage des vorliegenden Werkes schließt sich hinsichtlich Anlage, Einteilung und Ausführung im ganzen der ersten[1]) an, zeigt jedoch dieser gegenüber erhebliche Verbesserungen und Erweiterungen, unter denen die Abschnitte über Wasserwerkbauten und über Leistungsversuche besonders hervorstechen.

Nach der Einleitung über Arbeitsvermögen, Austrittverlust, Nutzleistung usw. folgt ein Abschnitt über Kraftäußerung und Arbeit des strömenden Wassers, in welchem außer der Entwicklung der wichtigsten hydraulischen Gesetze schon eine Menge vorbereitender Aufgaben behandelt sind, die den angehenden Ingenieur in lichtvoller Weise in das ihm oft recht schwierig erscheinende Gebiet der praktischen Hydraulik einführen. Der Verfasser weist zutreffend schon hier auf die Verschiedenheit von Geschwindigkeit und Druck in Querschnitten von gekrümmten Gefäßen hin, nach der Bezeichnung des Werkes also auf die Verhältnisse bei »kreisendem Wasser«. Der Abschnitt bringt auch die Herleitungen der wichtigsten Gleichungen für die Beziehungen der Geschwindigkeiten und der Winkel. Durch den Umstand, daß der Verfasser auch die Abhängigkeit der Winkel unter sich rein analytisch entwickelt, werden, da vereinfachende Sonderfälle mit Recht nur gestreift sind, manche Endgleichungen etwas unübersichtlich und unhandlich.

Die weiteren Kapitel bringen Ausführungen über die verschiedenen Arten der Turbinen, über Kraftäußerung und Arbeit des Wassers beim Durchströmen von Turbinen, und leiten so zu einem der Hauptkapitel, »die Berechnung der äußeren Radialturbinen«, über. Entsprechend der überragenden Bedeutung, die heute die Francis-Turbine gewonnen hat,

[1]) s. Z. 1907 S. 391.

ist dieser Abschnitt recht eingehend behandelt. Vom Leichteren zum Schwereren übergehend, führt er den Leser in leicht faßlicher und doch überaus gründlicher Weise in das Gebiet der Francis-Schaufelung ein und bringt dabei nicht nur die Berechnung der Hauptabmessungen, sondern besonders anschaulich auch die Darstellung der Schaufelfläche, die Herstellung des Schaufelklotzes und der Schaufel selbst. Dagegen hätte der folgende Abschnitt über den Einfluß von β_1 und Δ auf die Gefällaufteilung der äußeren Radialturbinen ohne Schaden etwas kürzer gefaßt werden können. Auch bringt es die Grundanschauung des Werkes, nach der die Turbine ihrer Arbeitsweise nach nur als Aufeinanderfolge von einzelnen gleichartig durchströmten Gefäßen betrachtet wird, mit sich, daß an mehr als einer Stelle die Bedeutung der Relativgeschwindigkeit beim Eintritt ins Laufrad und ihres Winkels leicht überschätzt wird; das Gleiche trifft zu hinsichtlich der Bedeutung des Durchmesserverhältnisses zwischen Ein- und Austritt und der entsprechenden Gefällhöhe $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$. Für den Anfänger wäre vielleicht eine Bemerkung erwünscht, dahingehend, daß die letztgenannte Druckhöhe im allgemeinen nur scheinbar einen Aufwand an Gefälle bedeutet und am besten nicht für sich allein, sondern nur im Zusammenhang mit $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ betrachtet wird.

Der folgende Abschnitt über Umdrehungszahl, Wasserverbrauch und Gefälle bringt wieder eine Fülle des Interessanten und enthält u. a. Ausführungen über die spezifische Umdrehungszahl und die Maßnahmen zur Erzielung hoher und niedriger Umdrehungszahlen (mehrfache Turbinen, Verbundturbinen).

Ein weiterer Abschnitt behandelt eingehend das Turbinensaugrohr, dessen Anwendung und Ausführung. Die folgenden Abschnitte enthalten das Nötige über die Wasserregulierung der Reaktionsturbinen im allgemeinen und die verschiedenen bei Francis-Turbinen angewandten Regulierungsarten im besondern, wobei natürlich die Drehschaufelregulierung den Löwenanteil bestreitet. Wenn auch der Unterzeichnete sich nicht überall in voller Uebereinstimmung mit dem Verfasser, insbesondere hinsichtlich der rechnungsmäßigen Untersuchung der Reguliervorgänge, befindet, so ist doch dieser Teil des Buches einer der wertvollsten, da er den Leser gründlich in den konstruktiven Teil einführt und dort auf jeder Seite im Verfasser den Turbineningenieur von überaus reicher Erfahrung erkennen läßt. Selbst die recht bescheiden überschriebenen »konstruktiven Notizen« bilden sowohl für den angehenden Ingenieur, wie für den mit der Materie vollständig Vertrauten eine Fundgrube wertvollster Winke.

Das Buch bringt dann eine Abhandlung über die verschiedenen Aufstellungsarten der äußeren radialen Reaktionsturbinen, die Wellenbelastung, die Stütz-, Trag- und Führungslager der Turbinenwellen, die Wasserführung unmittelbar bei der Turbine, sowie die verschiedenen Arten der Aufstellung als offene und geschlossene Turbinen mit liegender und stehender Welle, die ebenso wie die vorigen Kapitel durch gründliche rechnerische Behandlung und die anschauliche und meisterhafte Darstellung konstruktiver Einzelheiten jedem Leser große Freude bereiten wird.

Ein weiterer Abschnitt ist den Strahlturbinen gewidmet, von denen die Löffel- und Pelton-Turbinen im Verhältnis zur Francis-Turbine etwas kurz weggekommen sind, obschon sie heute sowohl in liegender wie in stehender Anordnung für kleine spezifische Umdrehungszahlen allein in Frage kommen. In Deutschland ist ihre Verbreitung entsprechend den natürlichen Vorbedingungen allerdings beschränkt.

In dem Abschnitt »Rechnungsmäßiges über die äußere Zu- und Ableitung des Betriebswassers« schlägt der Verfasser bei der Erörterung der Rohrreibung vor, mit dem sogenannten Einheitsverlust zu rechnen, was bei Berechnung von Kraftleitungen sehr gut anwendbar ist und den großen Vorteil der Einfachheit und Uebersichtlichkeit gewährt. Aber auch abgesehen von diesem Vorschlage findet sich in diesem, wie auch in den nachfolgenden Kapiteln über die Entstehung des Nettogefälles und die Aufspeicherung von Betriebswasser, die der zweiten Auflage neu eingefügt sind, außerordentlich viel Anregendes; sie werden nicht bloß von dem eigentlichen Turbineningenieur, sondern auch von jedem Wasserbauer mit Freude und Nutzen gelesen werden.

Die nächsten Kapitel sind den Turbinenregulatoren gewidmet und bringen gegenüber der ersten Auflage wesentliche Erweiterungen und Verbesserungen. Den Entwicklungen über die Massenwirkungen bei Rohrleitungen von Allievi, Braun, Dubs usw. bringt der Verfasser anscheinend noch kein uneingeschränktes Vertrauen entgegen.

Ein Anhang enthält, ebenfalls neu für die zweite Auflage, eine Anleitung für die Durchführung von Leistungsversuchen, die, gerade weil die Versuche in der Praxis oft nicht ganz leicht und störungsfrei vorzunehmen sind, von vielen Seiten begrüßt werden wird.

Sowohl die in den Text gedruckten Figuren, wie auch diejenigen der Tafeln sind mit großer Sorgfalt und pädagogischem Geschick ausgewählt und entworfen, auch die Ausführung im Druck ist vorzüglich.

Das Werk, gleich bedeutend in Inhalt, Form und Umfang, kann nicht nur allen Studierenden und Turbineningenieuren zu eingehendem Studium aufs wärmste empfohlen werden, sondern gibt auch dem Fernerstehenden besonders in den Teilen konstruktiven Inhaltes und den in der zweiten Auflage neu hinzugekommenen Abschnitten so viel allgemein wertvolle Winke, daß es auch von diesen Kreisen mit Gewinn und Genuß durchgearbeitet werden wird.

Stuttgart. R. Thomann.

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Von E. Hausbrand. 5. Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. 480 S. mit 45 Fig. und 94 Tabellen. Preis 12 *M*.

Das für die Bedürfnisse hauptsächlich des entwerfenden Ingenieurs geschriebene Buch hat durch rasch aufeinander folgende fünf Auflagen sowie durch sein Erscheinen in den drei wichtigsten fremden Sprachen bewiesen, daß es aus einem Bedürfnis heraus geschaffen wurde, und daß es diesem Bedürfnis gerecht wird.

Die einzelnen Abschnitte des behandelten »Gebietes der Wärmeverschiebung infolge nicht umkehrbarer Prozesse« können hier nicht angeführt werden. Es ist hervorzuheben, daß bei der Stoffbehandlung überall der Grundsatz durchgeführt ist, die erfolgreiche Benutzung des Buches jedem Techniker auch ohne vorheriges planmäßiges Studium der Wärmelehre zu ermöglichen: Theoretische Abhandlungen sind auf das nötigste beschränkt und dann durch Formeln, Beispiele und Tabellen soweit geführt, daß sie sogleich praktisch verwertet werden können. In dieser Beziehung darf das Buch andern Werken, die eine Entweihung der Theorie durch praktische Anwendungen vermeiden, als Vorbild dienen.

In einem Teil der Abschnitte ist die Darlegung und Auswertung der physikalisch-technischen Vorgänge beim Verdampfen, Kondensieren und Kühlen vorangestellt, während in andern Abschnitten die wichtigeren Apparate, durch die der Wärmeaustausch erfolgt, zum Ausgangspunkt der Behandlung genommen wurden. An solchen Apparaten seien genannt: Schlangen und Doppelböden, Vakuumapparate, Mehrkörper-Verdampfapparate, die Kondensatoren nebst ihren Pumpen.

Die Stoffanordnung und -zusammenfassung des Buches könnte vielleicht etwas übersichtlicher sein, ohne daß der Zweck des Werkes beeinträchtigt würde. Auch könnte wohl ein Teil der Fremdwörter durch geeignete Verdeutschungen ersetzt werden, z. B. Transmissionskoeffizient, Double-, Triple-, Quadruple-Effet, Nutzeffekt.

Zusammenfassend kann man dem Buche wohl das günstige Urteil ausstellen, daß es ein Hülfsbuch für den Ingenieur ist, geschrieben im Geiste der »Hütte«. H. Hort.

Allgemeine Elektrotechnik. Hochschulvorlesungen von P. Janet, Professor an der Universität in Paris. Autorisierte deutsche Bearbeitung von Fritz Schüchting und Ernst Riecke. 1. Band. Grundlagen. Gleichströme. Leipzig 1912, B. G. Teubner. 269 S. mit 180 Fig. Preis geb. 7 *M*.

Der erste Band behandelt die Grundlagen der Elektrotechnik und die Gleichströme, während der zweite und dritte Band dem Studium der Wechselströme gewidmet ist. Auf

die Anschauung und das Begreifen der Elektrotechnik hat Janet in seinem Buch einen besondern Wert gelegt. Mit Recht sagt er in dem Vorwort: Die Maschinen sind lebende Wesen der Industrie, deren Anatomie und Physiologie man studieren muß. Um möglichste Fühlung mit der Mechanik und Thermodynamik zu nehmen, stellt er ihre Grundlagen voran. Der Verfasser, der in seinem Buche die Differential- und Integralrechnung voraussetzt, macht von der Mathematik doch nur soweit Gebrauch, als dies erforderlich ist. Mit vielem Verständnis und Klarheit und mit einem dem Verfasser eigenen glücklichen Lehrverfahren sind die verschiedenen Abschnitte über die Grundlagen der Elektrotechnik abgefaßt und aneinandergereiht, und es mögen hier insbesondere die Abschnitte über Elektrostatik und über Induktion hervorgehoben werden. Sehr wertvoll und gut zusammengefaßt ist auch der ziemlich ausführlich behandelte Abschnitt über die in der Elektrotechnik verwendeten Materialien.

Die Abschnitte über Gleichstrommaschinen und Motoren sind rein theoretisch behandelt. Es entspricht der Absicht des Verfassers, von der Konstruktion und von der Beschreibung und Abbildung ausgeführter Maschinen abzusehen. Er verweist hier auf Sonderwerke. Den Abschluß des ersten Bandes bilden die elektrische Kraftübertragung und ihre wirtschaftlichen Verhältnisse Die schematischen Darstellungen der Maschinen sind nicht immer sehr glücklich gewählt, wenigstens entsprechen sie nicht den sonst üblichen Darstellungen in unserer elektrotechnischen Literatur.

Es ist ein Verdienst des Hrn. Schüchting, daß er durch die deutsche Bearbeitung das beachtenswerte Werk auch dem deutschen Leserkreise zugänglich gemacht hat.

G. Hilpert.

Elektrische Starkstromanlagen. Von Dipl.-Ing. Emil Kosak, Oberlehrer an den kgl. vereinigten Maschinenbauschulen zu Magdeburg. Berlin 1912, Julius Springer. 287 S. mit 259 Fig. Preis geb. 7 *M.*

Das vorliegende Buch, welches einen gedrängten und doch möglichst umfassenden Ueberblick über die Hauptgebiete der Starkstromtechnik geben soll, ist namentlich für die Bedürfnisse der staatlichen Maschinenbauschulen bearbeitet. Nachdem die Gesetze und Wirkungen des elektrischen Stromes sowie die wichtigsten Meßgeräte und Meßverfahren besprochen worden sind, werden die Stromerzeuger und Motoren für Gleich- und Wechselstrom sowie die Transformatoren beschrieben. Die übrigen Abschnitte über Umformer, Betrieb und Untersuchung elektrischer Maschinen, Akkumulatoren, elektrische Lampen und insbesondere die Abschnitte Leitungsnetz und Zentralenschaltungen enthalten viele wertvolle und gut ausgesuchte Unterlagen für den jungen Anfänger, der zum erstenmal in das Wesen der Elektrotechnik eingeführt werden soll. Mit erfreulicher Klarheit und Uebersicht sind von dem Verfasser die Schaltpläne ausgearbeitet worden, und die Abfassung des Buches läßt auf das Lehrtalent des Verfassers schließen. Das Buch wird deshalb an Hand eines erfahrenen Lehrers für den Anfänger sehr wertvoll sein. Ob das Buch auch für den Selbstunterricht geeignet erscheint? In dieser Hinsicht kann ich mit dem Verfasser nicht einer Meinung sein. Da namentlich bei den Wechselstromerscheinungen auf die mathematische Begründung und auch auf die vektorielle Darstellung verzichtet worden ist, so glaube ich nicht, daß beim Selbststudium, wo die leitende Hand des Lehrers fehlt, ein tieferes Eindringen in das Wesen der Wechselstromerscheinungen möglich ist.

Vielleicht entschließt sich der Verfasser bei einer neuen Auflage, das sonst gut durchgearbeitete Buch auch noch in dieser Richtung hin zu vervollständigen. G. Hilpert.

Lokomotive data. The Baldwin Locomotive Works. Philadelphia 1912. 102 S.

Das sehr brauchbare Büchlein ist völlig auf amerikanische Verhältnisse zugeschnitten und zeigt trotz seines gehaltvollen Inhaltes an Maßen, Zahlen und nützlichen Angaben verschiedener Art und der geschickten Zusammenstellung einige Mängel, die mit der weitgehenden amerikanischen Empirie zusammenhängen; die Faustformeln für den Bewegungswiderstand, die immer nur für bestimmte ganz enge Grenzen gelten, sind z. B. nicht überall zutreffend. Es kann niemals richtig sein, den unveränderlichen Wert der Widerstandsformel für Lokomotive und Tender (S. 23) gleich dem von schweren Personenwagen und fast dreimal so hoch wie bei Güterwagen zu nehmen. Auch ist der Sprung von 1,5 auf 4,3 für diesen unveränderlichen Wert, beim Erreichen des Gewichtes von 45 t, nicht zu rechtfertigen und muß zu Unstimmigkeiten für die Grenzwerte führen. Bemerkenswert ist die mit den Angaben des Generalsuperintendenten der Pennsylvania-Bahn auf dem Eisenbahnkongreß Bern 1910 gut zusammenstimmende starke Abnahme des Fahrwiderstandes mit zunehmendem Ladegewicht (S. 19) und richtig die Einsetzung eines höheren Betrages für die Unveränderliche bei leichteren und schmalspurigen Lokomotiven. Hervorzuheben ist schließlich, daß die Baldwinwerke 37 verschiedene Lokomotivbauarten besonders pflegen, gegenüber dem weit verbreiteten Glauben an eine besondere Einheitlichkeit und Einfachheit im amerikanischen Lokomotivbau. Das trifft nur noch für die einzelnen Teile häufig benutzter Bauarten zu. Dabei sind besondere Bauarten, wie Zahnradlokomotiven, durchaus nicht mitberücksichtigt. Als kurvenbewegliche Lokomotive ist nur die Bauart Mallet in einer Reihe verschiedener Größen bis zu $2 \times 5 = 10$ Triebachsen aufgenommen. Vielleicht macht sich ein in der Praxis stehender Ingenieur daran, ein solches Büchlein für deutsche Verhältnisse zusammenzustellen. C. Guillery, kgl. Baurat.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

La cementazione dell' acciaio. Von Prof. Dr. F. Giolitti. Turin 1912, Unione Tipografico-Editrice Torinese. 506 S. mit 155 Fig. Preis 15 L.

Die Wechselstromtechnik. 3. Band: Die Wicklungen der Wechselstrommaschinen. Von E. Arnold. 2. Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. 371 S. mit 463 Fig. und 5 Tafeln. Preis 13 *M.*

Der Wettbewerb um den Bau einer Rheinstraßenbrücke in Köln. Von G. Chr. Mehrtens und F. Bleich. Leipzig 1912, Wilhelm Engelmann. 104 S. mit 166 Fig. Preis 6 *M.*

Sonderabdruck aus »Eisenbau« II. Jahrgang Heft 10 bis 12 und III. Jahrgang Heft 1 bis 3 und 5.

Der Eisenbetonbau. Konstruktion und Berechnung von Eisenbetonbauten. Von Dipl.-Ing. O. Henkel. Leipzig 1912, H. A. Ludwig Degener. 96 S. mit 77 Fig. Preis 2 *M.*

Der Verfasser behandelt Eigenschaften und Herstellung des Eisenbetons, konstruktive Durchbildung der Eisenbetonbauten, die Berechnung der Eisenbetonbauten (Platte, Balken, Plattenbalken, doppelte Bewehrung, zentrisch und exzentrisch belastete Querschnitte, Spiralbewehrung, Berücksichtigung der Zugspannungen) und gibt an, wie man auf einfachste Weise für einen bestimmten Fall sofort die Abmessungen einer Eisenbetonkonstruktion findet. Abweichend von dem sonst üblichen Verfahren ist hier die Ausbildung der Eisenbewehrung im Zusammenhang eingehend vorausgeschickt und überall darauf hingewiesen, daß sich diese nicht nur den Momenten, sondern auch den übrigen inneren Kräften anzupassen hat. Eine große Zahl Beispiele aus dem täglichen Leben zeigen die Anwendung der einfachen Formeln beim Entwerfen.

Meyers Handlexikon des allgemeinen Wissens. 6. gänzlich veränderte und neubearbeitete Auflage. Bibliographisches Institut, Leipzig und Wien 1912. I. Bd.: A bis Kirka. 767 S. Preis 11 *M.*

Die neue Ausgabe des Handbuches, das so lange vergriffen war, enthält trotz des geringen äußeren Umfanges etwa 100 000 selbständige Artikel, 80 Tafeln, darunter 7 Farbendrucktafeln, und 32 Landkarten. Die Unterbringung des gesamten Stoffes auf dem verfügbaren engen Raum ist nicht allein durch die üblichen Abkürzungen und andere Raumersparnisse, sondern auch durch geschicktes Zusammenziehen der Artikel unter ein Stichwort erzielt worden. Daraus ergibt sich für den Benutzer die Bequemlichkeit, daß er unter Umständen mehrfaches Nachschlagen vermeidet, weil er alles auf den Gegenstand Bezügliche sofort an einer Stelle unter dem Hauptstichwort vorfindet. Daß der sachliche Inhalt entsprechend dem neuesten Stand ergänzt ist, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Beton-Taschenbuch, Jahrg. 1913. Herausgegeben von Zement und Beton G. m. b. H., Berlin NW. 21. 2 Teile. 1. Teil gebunden, 2. Teil geheftet. Preis 2 *M.*

Beitrag zur Theorie des Eisenbetons. Von Dr.-Ing. A. Fruchthändler. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 36 S. mit 40 Fig. Preis 2 *M.*

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Danzig:

Ueber die Karbide des Eisens, Mangans und Nickels. Von E. Gersten.

Von der Technischen Hochschule Dresden:

Ueber den physikalisch-chemischen Zustand photographischer organischer Entwicklungslösungen, insbesondere die Dissoziationskonstanten des Brenzkatechins, der Kohlensäure und des Phenolphthaleins. Von P. Graner.

Trinkwasserreinigung durch Schnellsandfiltration. Von K. Lemberg.

Von der Technischen Hochschule München:

Beiträge zur Chemie der Hefe. Von G. Dreyer.

Ueber Stärke und Stärkekleister. Von H. Kaden.

Beiträge zur Petrographie der Oberpfalz: Das Gebiet zwischen Weiden und Vohenstrauß. Von H. Kretzer.

Untersuchungen über den Einfluß von Humusstoffen auf die Verwitterung der Silikate. Von H. Niklas.

Ueber die Vestnersche Fällung von Eisen, Kobalt, Nickel und Mangan sowie über die direkte Ueberführung der Sulfide dieser Metalle in wägbare Sauerstoffverbindungen bezw. Metall. Von F. Strohmeier.

Ueber Elektrolysen von Estersalzen der Camphersäure sowie von Kaliumsalzen der campholytischen Säuren mit Kaliumazetat. Von E. Laubmann.

Kataloge.

Hannoversche Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vormals Georg Egestorff, Hannover-Linden. Heißdampf-Schnellzug-Lokomotive.

Martini & Hüneke, Berlin SW., Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft. Können die Gefahren bei der Lagerung feuergefährlicher Flüssigkeiten von Grund auf beseitigt werden?

Wanderer-Werke, Schönau-Chemnitz. Wanderer-Fräsmaschinen.

Schuchardt & Schütte, Berlin. Hobelmaschinen, Abstech- und Ankörnmaschinen und Bohrdrehbänke.

Siemens-Schuckert Werke G. m. b. H, Berlin. Offene Doppelbogenlampen für Gleichstrom mit übereinander stehenden Effektkohlen. Drehschalter, Zeta-Steckdosen, Turbogeneratoren für Ein- und Mehrphasenstrom, Ueberspannungsschutz für Hochspannungsanlagen bis 20000 V, elektrische Kraftanlagen in Buchdruckereien, Zeugdruckereien, Sparlampen, Gesteinbohrmaschinen, die Elektrizität im Holzbearbeitungsgewerbe, Motorwagen. Motortragen, Sparbogenlampen, Fördermaschinen mit Antrieb durch Drehstrom-Kollektormotoren, Doppelbogenlampen, Nachtrag zur Preisliste über Maschinen.

C. & E. Fein, elektrotechnische Fabrik, Stuttgart. Schleifmotoren für Gleich- und Drehstrom, fahrbare Bohrmaschinen mit elektrischem Antrieb für Gleich- und Drehstrom, Tisch- und Wandventilatoren für Gleich- und Drehstrom, elektrisch betriebene Spezial-Schleif- und Fräsmaschinen, Schnell-Bohrmaschine Type HQ, Tisch-Bohrmaschinen (Type GMAT), elektrisch betriebene Hand-Bohrmaschine Type N., Tisch-Bohrmaschinen mit beweglichem Bohrtisch, Schnell-Bohrmaschinen mit elektrischem Antrieb.

Erdmann Kircheis, Maschinenfabrik und Eisengießerei, Aue (Sachsen). Doppelarmige Hand-Spindelpressen, einarmige Hand-Spindelpressen. Spindelpresse mit Friktionsantrieb.

A W. Andernach, Beul a. Rh Feuchtigkeit in Bauwerken, moderne Zementarbeiten.

Heinrich Lanz, Mannheim. Mitteilungen über Lokomobilen, Heft 1 und 2.

AEG, Berlin. Elektrischer Antrieb von Wasserhaltungen, Kompressoren und Grubenventilatoren, Gaszentralen in Berg- und Hüttenbetrieben.

Heinrich Arnold & Co., Nürnberg. Einige Winke zur Kellerbaufrage.

Deutsche Elektrizitäts-Werke zu Aachen Garbe, Lahmeyer & Co., A.-G. Elektrischer Antrieb von Zentrifugalpumpen und Ventilatoren.

Leppin & Masche, Berlin SO. Berichte über Apparate und Anlagen.

Bahnbau-Bedarfs-Gesellschaft m. b. H., Prag. Der Guba-Schienenklemmstöckel. Ein Mittel zur Verstärkung der Befestigung für breitbasige Eisenbahnschienen.

Deutsche Gasglühlicht A.-G. (Auergesellschaft). Osram-Armaturen und Installationsmaterial.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

La traction souterraine par locomotives à air comprimé dans les mines françaises. Von Leroux. (Bull. Soc. Ind. min. Sept. 12 S. 299/336* mit 2 Taf.) Filter zur Luftreinigung. Kompressoren. Druckluftlokomotive Bauart Leroux für 110 bis 120 at Druck. Versuchsergebnisse. Betriebskosten.

Dampfkraftanlagen.

Die Wahl einer Betriebskraft. Von Barth. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 12. Okt. 12 S. 1650/53*) Kraftbetriebe mit Abwärmeverwertung. Wärmebilanzen von Dampfkraftanlagen und Verbrennungsmaschinen. Schluß folgt.

Einige Untersuchungs-Ergebnisse von Maschinen und Turbinen mit Gegendruck und Zwischendampfentnahme. Von Kammerer. (Z. bayer. Rev.-V. 30. Sept. 12 S. 176/79*) S. Zeitschriftenschau vom 14. Sept. 12. Forts. folgt.

Saugzuganlagen. Von Hilliger. (Z. Dampfk. Maschbtr. 4. Okt. 12 S 417/19) Saugzuganlagen nach Bauart Prat. Regelung der Zugstärke durch Veränderung des Luftdruckes oder der Luftmenge.

Dampfkesselexplosion in einer Hamburger Brauerei. Von Behr. (Sozial-Technik 1. Okt. 12 S. 367/71*) Der 10,4 m lange Zweiflammrohrkessel hatte 2,12 m Dmr.; die Explosion, durch die ein Heizer getötet und 6 Personen verletzt wurden, ist auf Risse in der vorderen Mantellängsnaht zurückzuführen, die durch Verstemmen verschwächt war. Bei der Materialprüfung betrug die Querdehnung 2,6 bis 4,5 vH gegenüber 15 vH im ursprünglichen Zustande.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Eisenbahnwesen.

Die elektrischen Vorortbahnen Bonn-Siegburg und Bonn-Königswinter. Von Brugsch. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Okt. 12 S. 581/91*) Die Bahnen werden in der Stadt Bonn mit Gleichstrom von 560 V, außerhalb mit 1000 V betrieben. Das Elektrizitätswerk Berggeist-Brühl liefert Drehstrom von 10000 V, der in Ramersdorf durch zwei Transformatoren und zwei Einankerumformer von je 350 KW umgewandelt wird. Stromzuführung. Einzelheiten der mit 60 Fahrgästen rd. 26 t schweren Motorwagen mit 2 Drehgestellen und 2 Motoren von je 85 PS.

Der Bau der Hamburger Hochbahn. Von Stein. (Glaser 1. Okt. 12 S. 128/33*) S. Zeitschriftenschau vom 29. Juni 12. Schluß folgt.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika. Von Gutbrod. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 12. Okt. 12 S. 1658/65*) Aussichtswagen. Forts. folgt.

Bahnsteigtunnel oder Bahnsteigbrücke? Von Mickel. (Verk. Woche 5. Okt. 12 S. 1/6*) Geschlossene Bahnsteigbrücken erfordern bei hohen Bahnsteigen nur wenig mehr Steigung als Bahnsteigtunnel und können ohne Betriebstörung gebaut werden; die Kosten sind nur halb so groß wie bei Bahnsteigtunneln.

Selbsttätige Signale. Von Guillery. (Dingler 5. Okt. 12 S. 625/26*) Selbsttätige Rückstellung der Blocksignale auf Halt hat sich in Frankreich bewährt, selbsttätige Einstellung wird versucht. Beschreibung der in Belgien erprobten Vorrichtung von Suyers zum Zeichengeben auf der Lokomotive.

Die Versorgung der Berliner Bahnhöfe mit Oelgas. Von Landsberg. (Glaser 1. Okt. 12 S. 121/28* mit 3 Taf.) Führung der Leitung längs den Gleisen der Ringbahn. Fänger für flüssige Kohlenwasserstoffe in der Gashochdruckleitung. Grundriß der Oelgasanstalt in Pankow. Schluß folgt.

Eisenhüttenwesen.

New mills at Algoma steel plant. Von Sommers. (Iron Age 26. Sept. 12 S. 705/07*) Bericht über den schnellen Umbau einer

Blechstraße von 800 mm in eine von 875 mm Walzen-Dmr., wodurch die Leitung des Schienenwalzwerkes um 40 vH erhöht wurde.

The Iron and Steel Institute. (Engng. 4. Okt. 12 S. 462/65) Erörterungen über die Vorträge von Hadfield: »Method of producing sound ingots« und »A new method of revealing segregation in steel ingots«, s. weiter unten, von Goldschmidt: »A new method for the improvement of the soundness of ingots by the use of thermit«, s. weiter unten, von Paul: »Manufacture of open-hearth steel with reference to improvement of yield«, von Longmuir und Robinson: »Steel-work yields«, und von Puppe: »Rolling-mill practice in the United States«. Forts. folgt.

Ueber schwere Riemenantriebe für Walzwerksanlagen. Von Schömburg. (Stahl u. Eisen 3. Okt. 12 S. 1655/59*) Einige Walzwerke mit Riemenantrieb und Angaben über Achsenabstand, Leistung, Abmessungen der Scheiben und Riemen, Geschwindigkeiten usw. Erörterungen über Anordnung der Riemen, Riemenverbindungen. Kosten.

Steam-engines for driving reversing rolling-mills. Von Hall. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 335/57*) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 1. Juni 12 erwähnten Vortrages.

Manufacture and treatment of steel for guns. Von Cubillo. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 297/334* mit 2 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 1. Juni 12 erwähnten Aufsatzes.

Use of thermit for obtaining sound steel ingots. Von Goldschmidt. (Engng. 4. Okt. 12 S. 485/86*) Weitere Ergebnisse und Kosten des bekannten Verfahrens, den Kopf des Blockes mit Hülfe von Thermit längere Zeit flüssig zu erhalten.

Method of producing sound ingots. Von Hadfield. (Engng. 4. Okt. 12 S. 477/83*) Nach dem von den Hecla Works in Sheffield benutzten Verfahren werden die Blöcke im oberen Teile durch Heizung flüssig gehalten, bis der untere Teil abgekühlt ist. Kosten und Ergebnisse des Verfahrens.

On a new method of revealing segregation in steel ingots. Von Hadfield. (Engng. 4. Okt. 12 S. 484/85*) Bei den Versuchen wurde nach dem Gießen des Blockes etwas flüssiges Kupfer in die obere Höhlung eingegossen, das fast bis zum Boden der Form vordrang. Daraus ist zu schließen, daß der Block im Innern sehr lange flüssig bleibt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Berechnung von Druckstäben. Von Kayser. (Journ. Gasb.- Wasserv. 5. Okt. 12 S. 973/81*) Kritische Betrachtung der verschiedenen Knickformeln. Beispiele.

Beitrag zur Theorie der im Eisenbetonbau gebräuchlichen Form der Rippenkuppel. Von Mautner. (Beton u. Eisen 2. Okt. 12 S. 350/54*) Der Verfasser weist nach, daß die Vernachlässigung der Querkraftübertragung und der Ringdrehung im allgemeinen zulässig ist.

Breitenbemessung, Verkehrslasten und Eigengewichte der Straßenbrücken. Von Bertschinger. Forts. (Verk. Woche 5. Okt. 12 S. 6/13*) Das Brückengewicht setzt sich aus den Gewichten der Fahrbahndecke, der Hauptträger, des Wind- und Querverbandes, der Lager und der Eisenarchitektur zusammen.

Novel bridge erection in Santo Domingo. (Eng. Rec. 21. Sept. 12 S. 318/19*) Die 100,7 m weit gespannte Brücke wird am Ufer hergestellt; das eine Ende der Brücke lagert auf einem auf Schienen fahrbaren Kran, das andre Ende am Ufer auf einem Schwimmkasten. Durch Winden wird die Brücke in ihre endgültige Lage gezogen.

Le pont en béton de l'île Stvanice, sur la Moldau à Prague. Von Mencl. (Gén. civ. 5. Okt. 12 S. 462/64* mit 1 Taf. Die Eisenbeton-Bogenbrücke hat 4 Oeffnungen von rd. 17,88 m, zwei Oeffnungen von 36 m und eine Oeffnung von 39 m lichter Weite. Ausbildung der Kämpfergelenke.

Les nouveaux appontements de Saint-Louis du Sénégal. Von Jacobson. (Génie civ. 28. Sept. 12 S. 433/39* mit 1 Taf.) Der eine Landungssteg ist 242 m lang und 8,4 bis 13 m breit; der andre ist 200 m lang und 3,65 bis 10,33 m breit. Beide Stege sind auf Eisenbetonpfählen gegründet. Bauarbeiten. Dampframme.

Die Eisenbetonkuppel in Sankt Blasien. Von Kleinlogel. (Beton u. Eisen 20. Okt. 12 S. 345/50*) S. Zeitschriftenschau vom 22. Juni und 6. Juli 12.

Elektrotechnik.

Production et distribution de l'énergie électrique aux mines de Lens. Von Revel. (Bull. Soc. Ind. min. Sept. 12 S. 291/98* mit 4 Taf.) Verteilung des Stromes. Angaben über die Fernleitungen und Schaltanlagen für 5000, 15000 und 45000 V.

Das Elektrizitätswerk Arniberg bei Amsteg. (Schweiz. Bauz. 5. Okt. 12 S. 183/87*) Die geologischen Verhältnisse des Arnibodens. Wasserfassung am Leutschachbach und Jutschialpbach. Einzelheiten der Eisenbeton-Rohrleitung. Forts. folgt.

The Adamello hydro-electric plant. Forts. (Engineer 4. Okt. 12 S. 349/53* mit 1 Taf.) Das Kraftwerk Isola mit 6500-pferdigen Pelton-Turbinen. Versuchsergebnisse der Turbinen, Ausgleichbecken und Druckleitungen für das Werk Cedegolo.

Generating energy at coal mines. (El. World 28. Sept. 12 S. 655/58*) Das Kraftwerk der Maritime Coal, Railway and Power Co. Ltd. in Amherst, Nova Scotia, enthält zwei stehende Verbunddampfmaschinen mit zwei 500 KW-Drehstromdynamos von 420 und 11000 V und 60 Per/sk Der Strom wird mit 11000 V in benachbarte Städte, Bergwerke und Steinbrüche geschickt.

Berechnung und experimentelle Bestimmung der mittleren Reaktanzspannung. Von Liska. (El. u. Maschinenb. Wien 6. Okt. 12 S. 825/29*) Die Untersuchung der Spannungen, die von den Streufeldern um die Nuten in der Stromwendezone herrühren, ergibt, daß die Arnoldsche Berechnung der mittleren Reaktanzspannung und der Wendepole für die Praxis genügende Ergebnisse liefert.

Experimental analysis of sags in long spans. (El. World 21. Sept. 12 S. 606/07*) Bericht über eine Anzahl von Untersuchungen des Durchhanges ausgeführter Leitungen und Vergleich mit den berechneten Werten.

Erd- und Wasserbau.

Pneumatic caisson foundations of the Adams express building. New York. (Eng. Rec. 21. Sept. 12 S. 320/22*) Das 61,6×32,63 qm bedeckende Gebäude ruht auf 24 Betonpfeilern, die bis 21,35 m unter Straßenoberkante auf guten Baugrund hinabgeführt und auf hölzernen Senkkasten gegründet sind. Bauvorgang.

American earthwork machinery. Forts. (Engineer 4. Okt. 12 S. 363/64*) Schwimmende und fahrbare Bagger zum Ausheben großer Gräben und ganzer Kanäle.

Ten days on the Panama Canal in april 1912. Von Eves. Schluß. (Engng. 4. Okt. 12 S. 449/52* mit 4 Taf.) Die Schleusenbauten, die Panama-Bahn. Versorgung der Arbeiter, Wohnverhältnisse und Gesundheitswesen.

Note sur l'écluse Bellot-Tancarville au port du Havre. Von Guiffart. (Ann. Ponts Chauss. Juli/Aug. 12 S. 7/75* mit 3 Taf.) Die Schleuse von 25 m Breite ist für Schiffe bis zu 185 m Länge eingerichtet und mit Verschiebetoren ausgerüstet. Ausführliche Darstellung der Einzelheiten, Schiebetore usw. Gründung. Bauvorgang. Betrieb.

Berechnung der Kräfte, die die Schiffe in Schleusenkammern durch das Einströmen des Wassers erfahren. Von Blasius. (Glaser 1. Okt. 12 S. 135/37*) Die Formeln für die Geschwindigkeit der Stoßwellen und ihre Höhe bei plötzlicher Ventilöffnung. Ableitung genauerer Werte. Schluß folgt.

Muß bei der Berechnung der Standsicherheit von Pfeilern der Auftrieb des Wassers berücksichtigt werden? Von Schaper. (Zentralbl. Bauv. 5. Okt. 12 S. 522/24*) Die Untersuchung der Bodendrücke zeigt, daß man ungünstiger rechnet, wenn man den Auftrieb vernachlässigt.

Gasindustrie.

Das städtische Gaswerk in Helsingfors (Finnland). Von Castrén. (Beton u. Eisen 2. Okt. 12 S. 354/58*) Kurze Beschreibung des Retortenhauses. Berechnung des zweifach statisch unbestimmten Rahmenbinders.

Gesundheitsingenieurwesen.

New sewage disposal works at Ilkeston. (Engineer 4. Okt. 12 S. 354/56*) Die Anlage, die für rd. 34000 cbm Tagesleistung bemessen ist, enthält 4 Absitzbecken von 3100 cbm Gesamtinhalt und 2 Rieselfilter von je 9300 qm Oberfläche. Lageplan. Betrieb.

Müllverbrennungsanlagen. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Sept. 12 S. 171/73*) Müllverbrennungsanlage in Puchheim, die den Münchener Hausmüll verwertet. Kesselanlage. Ergebnisse der Abnahmeversuche. Schluß folgt.

Zur Theorie und Praxis der Formaldehyd-Vakuum-Desinfektion. Von Laiffle. (Gesundhtsing. 5. Okt. 12 S. 765/77) Die Einrichtung von Hartmann, die zur Bedienung nur einen Mann gebraucht, gestattet, bei 45 bis 50° zu arbeiten. Vergleich mit andern Vorrichtungen.

Gießerei.

A new method of casting small ingots. (Iron Age 26. Sept. 12 S. 710/11*) Beim Verfahren von Defays-Lanser werden die Gießformen für die kleinen Blöcke dadurch gebildet, daß man Platten mit Aussparungen aneinander stellt und durch Druckwasserkolben während des Gießens zusammenhält.

Gießerei-Ausschuß. Von Leyde. (Gießerei-Z. 1. Okt. 12 S. 589/95) Aufstellung und Verwendung von Ausschußlisten zur Ueberwachung der Arbeiter. Bestimmung von Ausschußziffern. Verrechnung der Verluste.

Holzbearbeitung.

Ueber die Einrichtung und den Betrieb von Holztrocknungsanlagen. Von Dribbusch. (Werkst.-Technik 1. Okt. 12 S. 497/502*) Trockenkammern und Kanaltrockenanlagen. Wärme- und Luftbedarf. Getrennte Behandlung von Eichen-, Buchen-, Kiefern- und Mahagoniholz. Verschiedene Bauarten von Trockenanlagen. Fehler von zu schnellem Trocknen. Grad der Trocknung.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Neuere Kranbauarten für Sonderzwecke. Von Michenfelder. (Z. Ver. deutsch. Ing. 12. Okt. 12 S. 1645/50*) Aufgabe und Wirkungsweise der Beizmaschinen. Beizkrane und -maschinen von

Zobel, Neubert & Co. Eiskrane für Betrieb mit der Hand, mit Transmissionen und mit mehreren Elektromotoren.

Luftschiffahrt.

Wettbewerb für Wasserflugzeuge in Saint Malo. (Z. f. Motorluftschiffahrt 28. Sept. 12 S. 242 mit 1 Taf.) Der Bericht enthält u. a. Zeichnungen der Wasserflugzeuge von Curtiss-Paulhan, von Train, R. Esnault-Pelterie und von Donnet-Levêque.

Zur Frage der automatischen Flugmaschinensteuerung. Von Drexler. Forts. (Motorw. 30. Sept. 12 S. 640/43*) Vorrichtungen von Fakin und von Sullivan. Forts. folgt.

Das aerodynamische Laboratorium in St. Cyr. Von Quittner. Schluß. (Z. f. Motorluftschiffahrt 28. Sept. 12 S. 235/37*) Geschwindigkeitsmesser von Richard. Einrichtung für Versuche mit kreisenden Modellen. Versuchsergebnisse.

Maschinenteile.

Graphische Tabellen zur Berechnung von Planetengetrieben unter Berücksichtigung der Verwendung von Normalrädern. Von Gelbhaar. Forts. (Werkst.-Technik 1. Okt. 12 S. 506/09*) Antrieb für die Vorschubspindel einer Fräsmaschine. Schluß folgt.

Chart for angles of spiral gears. Von Thayer. (Am. Mach. 5. Okt. 12 S. 434 mit 1 Taf.) Diagramme und Formeln für den Zahnwinkel von Schraubenrädern, deren Achsen sich rechtwinklig kreuzen.

Ueber eine wünschenswerte Berichtigung am Hartung-Regulator. Von Dubois. Forts. (Dingler 5. Okt. 12 S. 631/33*) Ableitung genauerer Formeln. Schluß folgt.

Materialkunde.

The Institute of Metals. Schluß. (Engng. 4. Okt. 12 S. 447/49*) Vorträge von Johnson: »The influence of impurities on tough-pitch copper«, von Law: »The influence of oxygen on the properties of metals and alloys«, s. Zeitschriftenschau vom 12. Okt. 12, von Turner: »Oxygen in brass«, von Carnevali: »The autogenous welding, by means of oxygen and acetylene, of copper and its principal alloys and of aluminium« und von Tucker: »The joining of metals«.

Ein technisches Verfahren zur Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit plattenförmiger Stoffe. Von Poensgen. (Z. Ver. deutsch. Ing. 12. Okt. 12 S. 1653/58*) Ein plattenförmiger quadratischer Heizkörper liegt zwischen zwei gleich dicken Platten des zu untersuchenden Stoffes und wird seitlich noch von einem ringförmigen Heizkörper umgeben, der ebenfalls mit dem Versuchsstoff bedeckt ist. Untersuchung einiger Bau- und Isolierstoffe. Einfluß der Temperatur auf die Wärmeleitzahl.

The influence of heat on hardened tool steels with special reference to the heat generated in cutting operations. Von Herbert. (Journ. Iron Steel Inst. 12 Bd. 1 S. 358/78) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 17. Aug. 12 erwähnten Vortrages.

Duralumin. Von Cohn. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 6. Okt. 12 S. 829/33*) Versuche mit Duralumin für elektrische Leitungen. Kontakte usw.

Natürlicher und künstlicher Kautschuk. Von Sander. (Dingler 5. Okt. 12 S. 626/31) Gewinnung des Kautschuks in Brasilien und Ceylon; seine Verarbeitung; Eigenschaften des rohen und vulkanisierten Kautschuks; Herstellung von Kautschukersatz; synthetische Gewinnung des Kautschuks.

Mechanik.

Ueber die physikalischen Grundlagen der Turbinen- und Propellerwirkung. Von Föttinger. (Z. f. Motorluftschiffahrt 28. Sept. 12 S. 233/35*) Abgrenzung der bekannten Turbinentheorien. Stetige ebene Potentialströmung um eine Einzelplatte, um viele Platten und um Schaufeln. Schluß folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Zulässige Toleranzen bei der Bearbeitung von Maschinenteilen. Von Schlenz. (Werkst.-Technik 1. Okt. 12 S. 509/10*) Tafeln der zulässigen Fehler für Durchmesser bis zu 100 mm bei Lauf- und bei Preßsitz.

Water-measuring device. Von Hosea. (Eng. Rec. 21. Sept. 12 S. 334*) Der Wassermesser schreibt die durch einen Kanal fließenden Wassermengen mit Hülfe eines Stiftes auf, der durch eine sich drehende Kurvenscheibe gehoben und gesenkt wird. Die Scheibenwelle wird durch eine Kette gedreht, auf die ein Schwimmer wirkt.

Metallbearbeitung.

The International Engineering and Machinery Exhibition. Von Horner. (Engng. 4. Okt. 12 S. 452/62*) Auf der Ausstellung sind etwa 300 Fabriken vertreten. Holzschleifmaschinen mit Schleifriemen von Wadkin & Co., Leicester, Sägen von Humpage, Thompson & Hardy, Bristol, und von Jones & Shipman, Leicester, Kugellager der Hoffmann Mfg. Co., Chelmsford, Feilmaschine der Selson Engineering Co., Coventry, Doppelscheiben-Schleifmaschine und Naßschleifmaschine von A. Harper, Sons & Bean, Dudley, Pfeilräder der Power Plant Co., West Drayton. Forts. folgt.

Design of vertical drilling machines. Von Jenkins. (Am. Mach. 5. Okt. 12 S. 429/33*) Zusammenstellung von Faustformeln für Geschwindigkeiten und Hauptabmessungen einer Bohrmaschine mit 8 Spindelgeschwindigkeiten. Abstufungen des Rädergetriebes. Forts. folgt.

Standard speeds and feeds for machine tools. (Engineer 4. Okt. 12 S. 364/65*) Normalwerte der Schnittgeschwindigkeit für Gußeisen, Flußeisen, Bronze, Gußstahl usw. bei verschiedenen Arten von Werkzeugmaschinen.

Block- oder Verbundschnittwerkzeuge. (Werkst.-Technik 1. Okt. 12 S. 516/17*) Werkzeuge von Gebr. Thiel in Ruhla, Thür., zum Ausstanzen und Lochen in einem Arbeitsgange.

Motorwagen und Fahrräder.

Ueber Auspuffgase. Von Suchy. Forts. (Motorw. 30. Sept. 12 S. 636/39*) S. Zeitschriftenschau vom 5. Okt. 12. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Ueber die Anfänge und Entwicklung der Turbinenpumpe und den gegenwärtigen Stand ihrer konstruktiven Durchbildung. Von Hopkinson und Chorlton. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 30. Sept. 12 S. 426/30*) S. Zeitschriftenschau vom 28. Sept. 12.

Bemerkenswerte Anlagen von Turbokompressoren. Von Ostertag. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 30. Sept. 12 S. 421/26*) Ergebnisse eines Turbokompressors von 8000 cbm/st Ansaugleistung bei 8 at abs. Gegendruck und 4000 Uml./min für Abdampf- oder Frischdampfbetrieb und andrer Gebläse von Pokorny & Wittekind.

Schiffs- und Seewesen.

Les Dreadnoughts de la marine française. Von Honoré. (Génie civ. 5. Okt. 12 S. 453/58*) Allgemeine Beschreibung des 165 m langen Linienschiffes »Paris«. Maschinenanlagen. Geschützausrüstung. Geschoßvorratkammern.

Ueberhitzungsversuche mit einem Wasserröhrenkessel. (Z. Dampfk. Vers.-Ges. Sept. 12 S. 107/10*) Bearbeitung des Vortrages von Yarrow, s. Zeitschriftenschau vom 20. April 12.

Seil- und Kettenbahnen.

Schwebebahnen oder feste Seilbahnen? Von Wettich. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 27. Sept. 12 S. 617/19 u. 4. Okt. S. 631/35) Entgegnung auf den in Zeitschriftenschau vom 22. Juni 12 erwähnten Aufsatz von Zehnder-Spörry.

Unfallverhütung.

Sicherheitsmaßnahmen gegen die das Leben gefährdenden Ueberspannungen, welche sich in elektrischen Stromkreisen mit niedriger Spannung entwickeln können. Von Seidel. Schluß. (Sozial-Technik 1. Okt. 12 S. 361/63) S. Zeitschriftenschau vom 28. Sept. 12.

Ueber Schutzvorrichtungen an Papierquerschneidemaschinen mit rotierenden Messern. Von Schirmer. (Sozial-Technik 1. Okt. 12 S. 371/74*) Handabwehrvorrichtung, die dem Messer um 60° voraueilt. Um den Arbeiter zu verhindern, oberhalb des Messerbalkens nach der Papierbahn zu greifen, wird noch eine Schutzhaube angebracht.

Fire protection for a carhouse and storage yard. (El. Railw. Journ. 21. Sept. 12 S. 440/41*) Auf die Wagenhalle und den Abstellplatz sind eine Anzahl Sprengtürme verteilt, die aus einem rd. 120 mm weiten, senkrecht aufgestellten Rohr von rd. 4,3 m Höhe mit einer erhöhten Plattform zum Bedienen der Düsen bestehen. Lageplan.

Wasserversorgung.

Trinkwasserreinigung durch Schnellsandfiltration. Von Lemberg. (Journ. Gasb.-Wasserv. 5. Okt. 12 S. 981/85) Eisen, künstlicher Magneteisenstein und Eisenschwamm als Filterstoffe. Gerson- und Andersen-Filter. Schnellfiltration. Fällverfahren. Forts. folgt.

Werkstätten und Fabriken.

Machine shop for engine building. (Eng. Rec. 28. Sept. 12 S. 349/51*) Die Maschinenhalle hat ein Mittelschiff von 15 m Spannweite und zwei Seitenschiffe von 7,72 m und 7,55 m Spannweite. Einzelheiten der Hauptsäulen und des Kranbahnträgers.

Beiträge zur Werkstattkalkulation. Von Gerischer. Schluß. (Werkst.-Technik 1. Okt. 12 S. 502/06*) Nutenfräsmaschinen und Rundschleifmaschinen.

Rundschau.

Eine neue Prüfmaschine für Betonbalken. Das Hauptkennzeichen des »Reformprüfers«, der von der Firma Buchheimer & Heister in Frankfurt a. M. hergestellt wird, ist, daß der Probebalken stehend geprüft wird. Die Belastungen und die widerstehenden Lagerkräfte wirken wagerecht. Infolgedessen brauchen die Stützkräfte nicht mehr senkrecht aufgenommen

Fig. 1 und 2. Prüfgerät für Betonbalken.

Maßstab 1 : 20.

zu werden, wie es z. B. das Prüfverfahren von Dr. von Emperger erfordert. Fig. 1 und 2 zeigen die Maschine in Ansicht und Grundriß; Fig. 3 ist eine schematische Skizze, aus der die statischen Verhältnisse sich leicht herleiten lassen. Die äußere Last L wirkt durch die Schneide I oder II auf den Kopfhebel mit einer Gegenkraft K, die dann wieder auf den Probebalken wirkt. Für Schneide II bestehen folgende Beziehungen:

Fig. 3.

Schema der Prüfmaschine.

$$K = L\,\frac{c+d+e}{c},$$

$$Z = L\,\frac{d+e}{c},$$

$$P = L\,\frac{2\,a\,(c+d+e)}{c\,(l-v)}.$$

Mit den Abmessungen

$a = 100$ cm $e = 125$ cm
$c = 4$ » $f = 85$ »
$d = 31$ » $v = 25$ »

und der Last $L = 35$ kg ergibt sich für Schneide II

$P = 4667$ kg
und $Z = 1365$ » .

Die Balken, für die die Maschine eingerichtet ist, sind 1 m lang, haben 10×12 qcm Querschnitt und 4 vH Bewehrung. Als Eiseneinlage wird 10 cm breites und 0,5 cm dickes Bandeisen verwendet, das an seinen Enden halbkreisförmig umgebogen ist und in dieser Form gleich den Boden und die Stirnseiten der Balkenschalung bildet; zwei 12 cm hohe eisenbeschlagene Bohlen, die gegen das Band gelegt sind und an den Köpfen mit Klammern oder Schrauben befestigt werden, vervollständigen die Schalung. Die zur Aufnahme der Scherkräfte erforderliche Bügelbewehrung ist durch je drei autogen angeschweißte Flacheisen hergestellt. Fig. 4 zeigt eine zur Betonierung fertiggestellte Form. Das Prüfverfahren ermöglicht es, auch die Zugfestigkeit des Betons zu prüfen, und zwar an demselben Probebalken, der nachher auf Druck geprüft wird; der Probebalken ist nur so einzulegen, daß die bewehrte Balkenseite in der Druckzone liegt, und dann umgekehrt; der Riß infolge der Zugspannungen schließt sich bei Eintritt von Druckspannungen wieder vollkommen. Gleichzeitig wird dadurch eine vorzügliche Kontrolle geschaffen, da Zug- und Druckfestigkeit in bestimmtem, ziemlich eng begrenztem Verhältnis stehen. Fällt das Verhältnis beider Festigkeiten stark abweichend aus, so ist die Probe als unsicher nachgewiesen. Ein schädlicher Einfluß der Zugbeanspruchung auf die nachher ermittelte Druckfestigkeit ist trotz umfassender Versuche nicht festgestellt worden. Die Leistungsfähigkeit der Maschine reicht bei der erwähnten Balkenhöhe von 12 cm bis zu einer rechnerischen Betondruckspannung von 430 kg/qcm; kommen höhere Festigkeiten in Frage, so wird die Querschnittsbreite auf der Strecke v, Fig. 3, durch eine Einlage auf 7 cm eingeschnürt, wodurch bis zu 600 kg/qcm Spannung geprüft werden kann. Die Belastung L, die am Ende des Wagebalkens angreift, wird durch Wasser gebildet, das aus einem Wasserbehälter b, Fig. 1, ausfließt. Die Last L wirkt nur so lange auf den Probebalken, als der Wagebalken frei schwebt. Um ein Auflegen auf die am vorderen Ende angebrachte Ablesevorrichtung zu verhindern, wird die Länge der Zugstange entsprechend der Senkung der Schneide II mittels des am Spannschloß angebrachten Handrades gekürzt. Wenn die Streckgrenze des Eisens erreicht wird, oder der Beton zerstört wird, senkt sich das Ende des Wagenbalkens plötzlich auf die Meßvorrichtung, so daß der Prüfende ihn nicht mehr frei schwebend erhalten kann, und stellt sie sofort fest. Hiernach kann die Bruch- oder Streckgrenze mit völliger Sicherheit ermittelt werden. (Beton und Eisen 1. Juli und 5. August 1912)

Fig. 4.

Zur Betonierung fertig gestellte Form.

Ein einfaches Verfahren zum Bestimmen der Abstufungen der Drehbankspindelgeschwindigkeiten nach der geometrischen Reihe auf zeichnerischem Wege beruht auf der logarithmischen Teilung des Rechenschiebers. Bekanntlich unterscheiden sich die Glieder einer geometrischen Reihe durch den gleichen Faktor. Da man aber eine Zahl mehrmals hintereinander mit einem Wert multipliziert, indem man zu ihrem Logarithmus ebenso oft den gleichen Wert addiert, so werden sich die Glieder einer geometrischen Reihe, deren erstes und letztes Glied bekannt sind, auf dem Rechenschieber unmittelbar ablesen lassen, wenn man die Strecke zwischen beiden Werten entsprechend der Gliederzahl der Reihe teilt. Fig. 5 zeigt die Anwendung des Rechenschiebers an einem Zahlenbeispiel: Eine vierfache Stufenscheibe mit Vorgelege der üblichen Bauart soll $n = 8$ Stufen von 10 bis 250 Uml/min für die Spindel ergeben. Man trägt auf einer Linie, an die man den Rechenschieber unmittelbar anlegt, die Werte 10 und 250 auf, erforderlichenfalls unter Verschieben des Stabes um eine ganze Skalenlänge, wodurch sich der Wert der Ziffern ver-

Fig. 5.

Zeichnerische Ermittlung geometrisch abgestufter Drehbankspindelumläufe.

zehnfacht, und teilt diese Strecke in $n - 1 = 7$ Teile, um im ganzen 8 Punkte zu erhalten. Da sich durch 7, 11, 15 usw. schlecht teilen läßt, kann man zur Vereinfachung auf der im Endpunkt B errichteten Ordinate 7 beliebig große Teile auftragen, den Endpunkt C mit A verbinden und durch Wagerechte aus den Teilpunkten von BC auf AC und Senkrechte aus diesen Schnittpunkten auf AB die Teilung zeichnerisch durchführen. In jedem Fall sind die Werte des Rechenschiebers, die den Teilpunkten auf AB entsprechen, unmittelbar die Umlaufzahlen der Drehbankspindel. Der — natürlich gleiche — Abstand eines Punktes vom nächsten ergibt das Uebersetzungsverhältnis φ zwischen einer Stufe und der benachbarten, der zwischen der ersten und fünften Stufe das Gesamtübersetzungsverhältnis ψ des Vorgeleges. (Werkstatts-Technik 1. September 1912)

Die Einwirkung der Magnesiumsalze auf Beton und Eisenbeton. In dieser Zeitschrift[1]) ist berichtet, daß Zementröhren durch die Abwässer einer Chlorkaliumfabrik in Schönebeck bei Magdeburg geschädigt worden sind. Diese Abwässer waren 10 Jahre lang in die städtischen Kanäle geleitet worden. Nicht durch die städtischen Abwässer, sondern durch die Laugen der Chlorkaliumfabrik waren die Betonröhren zerstört worden.

Die Ursache konnte alsbald erkannt werden: die Magnesiumsalze in den Endlaugen hatten die Rohre zerstört.

Diese Endlaugen der Kaliwerke haben bei einem spezifischen Gewicht von 1,319 folgende Zusammensetzung:

Chlorkalium	1,25 vH
Chlornatrium	0,95 »
Chlormagnesium	29,50 »
Brommagnesium	0,30 »
Magnesiumsulfat	2,22 »
Wasser	65,78 »
	100,00 vH

Um diese Zerstörung etwas näher zu erkennen, muß auch die Konstitution des Zements näher ins Auge gefaßt werden: Beim Anrühren mit Wasser spaltet der Zement Kalk in der Form von Kalziumhydroxyd ab; diese Kalkabspaltung nimmt zwar ab, muß sich aber doch über die Zeit des Abbindens hinaus fortsetzen.

Daher können auf den abgespaltenen Kalk Magnesiumsalze einwirken nach dem Schema:

$$Ca(OH)_2 + MgCl_2 = CaCl_2 + 2\,MgOH$$

und

$$Ca(OH)_2 + MgSO_4 = CaSO_4 + 2\,MgOH.$$

Eine Erklärung der oben beschriebenen Vorgänge ist nun auf zweierlei Weise möglich:

Entweder sind die Endlaugen schon eingeleitet worden, als die Kalkabspaltung noch nicht vollständig zu Ende war: dann ist zunächst die Oberfläche des Zements zerstört worden, und da sich in den weiter unten liegenden Schichten stets Kalziumhydroxyd vorfindet, so ist die oben beschriebene Reaktion immer weiter vor sich gegangen und hat so den Zement zerstört.

Die zweite Erklärungsmöglichkeit ist die folgende: Die Zementröhren sind im vollständig erhärteten Zustand, in dem keine Abspaltung des Kalkes stattfand, in Gebrauch genommen worden: dann besteht die Oberfläche des Zements aus Kalziumkarbonat und koagulirten kolloiden Substanzen, auf die die Magnesiumsalze kaum einwirken.

[1]) Z. 1912 S. 939.

Es ist aber vielleicht eingetreten, daß saure Bestandteile der städtischen Abwässer das Kalziumkarbonat des Zements zerstört haben.

Zwar befinden sich in den städtischen Abwässern sehr viel kolloide Substanzen, die sich an den Wandungen der Röhren absetzen, eine sogenannte Sielhaut bilden und so die Wandungen vor dem Eindringen etwaiger saurer Bestandteile schützen. Es ist aber immerhin möglich, daß trotzdem saure Bestandteile an einzelnen Stellen den Zement erreichten und das Kalziumkarbonat unter Bildung von Kohlendioxyd auflösten.

Dann haben aber die eindringenden Magnesiumsalze Gelegenheit, sich mit dem Kalziumhydroxyd, das sich in den tiefer liegenden Schichten des Zements findet, zusammenzutreffen und in die oben erwähnten Reaktionen einzutreten.

Diese Frage ist auch sehr wichtig für Meeresbauten, da auch in diesen Magnesiumsalze, wenn auch nicht in der Menge wie in den Endlaugen der Kaliwerke, vorhanden sind.

Ich habe daher schon früher vorgeschlagen[1]), die Zementblöcke solange im Süßwasser erhärten zu lassen, bis die Kalkabspaltung völlig zu Ende ist, was sich leicht mit Phenolphthalein feststellen läßt. Es tritt eine tiefrote Färbung auf, solange eine Kalkabspaltung stattfindet. Eine Einwirkung von Magnesiumsalzen des Meerwassers auf den vollständig erhärteten Zement oder Beton kann dann kaum noch stattfinden.

Was die Beton- oder Eisenbetonrohre anbetrifft, so empfiehlt es sich, sie mit einem Schutzmittel auf der Innen- und Außenseite zu versehen, wie es z. B. die Farbenfabriken Rosenzweig & Baumann in Kassel darstellen. Dieses, ein asphalthaltiges Erzeugnis, Nigrit genannt, ist nach meinen Untersuchungen sehr widerstandsfähig gegen verdünnte Säuren und kohlensäurehaltiges Wasser. Dann können saure Bestandteile der städtischen Abwässer nicht mehr das Kalziumkarbonat des Zements zerstören.

Aber auch die Außenseite solcher Zement- und Betonrohre ist gefährdet, und zwar durch Schwefelverbindungen des Bodens. Enthält dieser Schwefelkies, so kann durch Oxydation Schwefelsäure gebildet werden, welche die Oberfläche der Zementrohre schädigt.

So ist in Osnabrück ein großer Sammelkanal auf diese Weise zerstört worden. Daher ist es wünschenswert, falls die Untersuchung des Bodens Schwefelverbindungen feststellt, auch die Außenseite der Rohre mit einem asphaltartigen Anstrich zu versehen.

Ferner ist in letzter Zeit behauptet worden, daß bei Herstellung von Uferbefestigungen und See- und Strandbuhnen aus Eisenbeton ein Zusatz von Traß genommen wurde, wodurch der Beton innerhalb 1 bis 2 Stunden nach dem Anreichern mit Wasser so vollständig erhärtet, daß nach dieser kurzen Zeit das Meerwasser den Eisenbeton bespülen kann, ohne daß er geschädigt wird, daß also die Magnesiumsalze des Meerwassers dann nicht mehr auf ihn einwirken können.

Diese Behauptung ist unrichtig; Trasse haben der Analyse nach etwa folgende Zusammensetzung:

	I	II
Kieselsäure	53,08 vH	57,5 vH
Tonerde	18,28 »	10,1 »
Eisenoxyd	3,81 »	3,9 »
Kalk	1,25 »	7,7 »
Magnesia	1,31 »	7,1 »
Kali	4,17 »	} 6,4 »
Natron	3,44 »	
Wasser	12,65 »	12,6 » ;

ihnen werden noch 2 bis 3 Teile gelöschter Kalk zugesetzt, sie haben aber nicht die Fähigkeit, das Abbinden des Zements zu beschleunigen.

Das kann nur durch Zusatz von Salzen geschehen; und zwar beschleunigen die Bindungsgeschwindigkeit des Zements kohlensaure Salze, wie Soda, Pottasche, ferner Aluminiumchlorid, Aluminiumsulfat und andre.

Sie haben aber den Nachteil, daß sie auswittern, die Oberfläche des Zements schädigen und seine Druck- und Zugfestigkeiten vermindern. Man sieht besser von ihrer Verwendung ab.

Wenn in Holland vielfach Mischungen von Zement und Traß zu Deichbefestigungen verwendet werden, so hat das

[1]) Vergl. P. Rohland: Der Portlandzement vom phys.-chem. Standpunkt, Leipzig 1903, Quandt & Händel.

seine Richtigkeit; aber der Traßzusatz geschieht nicht, um die Hydratationsgeschwindigkeit des Zements zu beschleunigen, sondern aus der Erfahrung heraus, daß diese Mischung sich den Angriffen des Meerwassers gegenüber gut bewährt hat. Vielleicht liegt es an der größeren Menge von Kalk in der Mischung, die rascher eine dichte Schicht von Kalziumkarbonat auf der Oberfläche bildet.

Auch Professor Intze hat die Mischung von Traß und Zement beim Bau von Talsperren empfohlen, obgleich Magnesiumsalze in unsern Flußläufen kaum enthalten sind.

Stuttgart. Professor Dr. Rohland.

Zwei eigenartige Bohrmaschinen sind in der »Zeitschrift für praktischen Maschinenbau« vom 14. August 1912 beschrieben. Beide sind als Sonderbohrmaschinen für den Automobilbau mit sechs Spindeln ausgerüstet und bohren von unten. Die Spindeln und deren Antrieb befinden sich daher im Untergestell, während darüber zwischen zwei am Gestell seitlich angeschraubten Ständern der Aufspanntisch auf- und abgleiten kann, der zugleich den Antrieb des Vorschubes enthält. Ein Querhaupt verbindet oben die Ständer und hält das Ganze zusammen. Nach Wegnahme eines Deckels im Untergestell ist das Triebwerk zugänglich. Als wichtigster Vorzug der Konstruktion wird angeführt, daß sie keine schweren ausladenden Teile aufweist, die in der Tat bei den üblichen Ständerbohrmaschinen infolge ihres Nachfederns im Augenblick des Durchtrittes die meisten Bohrerbrüche verschulden. Gleichzeitig gleicht die Bauart auch selbsttätig jeden toten Gang aus. Als weiterer Vorteil wird erwähnt, daß die Späne viel leichter beseitigt werden, weil sie eben aus dem Bohrloch von selbst herausfallen; es ist aber zweifellos besondere Sorgfalt darauf zu verwenden, daß die Späne vollkommen von den Lagern des untenliegenden Getriebes ferngehalten werden. Große Schwierigkeit würde natürlich das Aufspannen der Werkstücke machen, wenn es sich nicht um Sonderteile handelte, für deren Aufnahme und schnelles Aufspannen der Tisch eigens eingerichtet ist. Immerhin müssen sie nach unten hängen, dürften also wohl nicht allzuschwer sein.

Eine neunspindlige Fräsmaschine wurde kürzlich von der Beaman & Smith Co. in Providence, R. I., für die Bearbeitung von Automobilmotoren gebaut. Die Maschine zeigt zunächst den üblichen hobelmaschinenartigen Aufbau der Langfräsmaschinen. Das Querhaupt trägt einen Schlitten mit drei senkrechten Spindeln, außerdem ist an jedem der beiden Ständer ein Schlitten mit gleichfalls je drei Spindeln verschieblich angeordnet. Von diesen sind 5 wagerecht, die sechste dagegen im Winkel von 45° schräg nach oben gerichtet.

Die Maschine hat bei 3304 mm Fräslänge einen Tisch von 3050 mm Länge und 432 mm Breite, der durch eine in Kugellagern laufende Schraubenspindel angetrieben wird. Er ist in den Grenzen von 1068 und 4432 mm/min schnell verstellbar und hat 9 positive Vorschübe von 25,4 bis 152,4 mm. Für alle Bewegungen ist Selbstauslösung vorgesehen. Die Spindeln bestehen aus Tiegelstahl und laufen in harten Bronzeschalen. Sie können um 38, die schräge Spindel um 51 mm in der Achsrichtung verschoben werden. Alle laufen mit gleicher Geschwindigkeit, die zwischen 17 und 69 Uml./min abgestuft werden kann. Die Maschine wird durch einen Motor von 7,5 PS angetrieben und wiegt rd. 4500 kg.

Der Arbeitsbereich sei noch durch folgende Maße gekennzeichnet:

Breite zwischen den Ständern		790 mm
kleinste Entfernung	zwischen den wagerechten Spindeln	138 »
größte »		392 »
größte Entfernung	zwischen Tisch und senkrechten Spindeln	497 »
kleinste »		459 »

(Machinery Mai 1912 S. 728)

Ein neuer Lampenhalter, der berufen erscheint, die oft schwierige Beleuchtung der Werkzeugmaschinen an bestimmten Punkten oder in bestimmten Richtungen zu erleichtern, ist im Maiheft der Zeitschrift »Machinery« beschrieben. Der Halter besteht aus einem zylindrischen Sockel aus Eisen, in den ein Elektromagnet so eingebaut ist, daß der Zylinder mit seiner unteren Fläche an irgend welchen eisernen Flächen haften bleibt, sobald der Magnet eingeschaltet ist. Auf der entgegengesetzten Seite und am äußeren Umfang nahe derselben trägt der Halter je eine Steckdose, von denen eine für das Verbindungskabel, die andre für die Glühlampe bestimmt ist. Die Lampe kann somit zum Sockel zwei Stellungen einnehmen: in Verbindung mit den verschiedenen Stellungen, unter denen man den Fuß selbst an die eisernen Flächen der Werkzeugmaschinen, z. B. an den Schlitten einer Hobelmaschine, an»kleben« kann, ergeben sich außerordentlich viele Beleuchtungsmöglichkeiten. Der Elektromagnet und die Glühlampe sind nebeneinander geschaltet, so daß das den Lichtstrom führende Kabel zugleich auch den Magneten speist. Der Magnetismus kann aber durch einen seitlich befindlichen Druckknopf unterbrochen werden, so daß man auch während des Versetzens der Lampe, oder wenn man sie in der Hand hält, Licht hat. (Machinery Mai 1912 S. 725)

Die Einführung des elektrischen Betriebes auf den schlesischen Gebirgsbahnen. Nach einem Bericht von Usbeck in der ETZ[1]) sind die Bauarbeiten auf den Strecken Lauban-Dittersbach-Königszelt und den südlichen Anschlußstrecken[2]) in vollem Gange. Auf den Strecken Königszelt-Dittersbach, Ruhbank-Liebau und Hirschberg-Grünthal werden bereits die Tragwerke für die Fahrleitungen aufgestellt, und diese Arbeit soll bis zum Eintritt des Winters beendet sein. Das Kraftwerk, das von einer Privatgesellschaft bei Mittelsteine in der Grafschaft Glatz errichtet wird, ist im Rohbau so weit vorgeschritten, daß es ebenfalls noch vor Beginn des Winters unter Dach kommen wird. Es erhält vier durch Dampfturbinen angetriebene Wechselstromerzeuger von je 5000 KVA Leistung. Die Dampfkessel werden mit Steinkohle aus den benachbarten Gruben geheizt. Der Strom soll mit 80000 V Spannung vom Kraftwerk zunächst durch eine Fernleitung nach den nächsten Unterwerken übertragen und sodann entlang der Bahnstrecke den übrigen Unterwerken zugeführt werden. Der Bau dieser Leitungen ist noch nicht in Angriff genommen worden, da unvorhergesehene Schwierigkeiten eine Aenderung der Streckenführung erforderlich gemacht haben. Mit dem Bau der Unterwerke in Nieder-Salzbrunn, Ruhbank, Hirschberg und Lauban soll im Frühjahr begonnen werden.

Die elektrischen Lokomotiven und Triebwagen sind bereits zum größten Teil bei den in Betracht kommenden Elektrizitätsfirmen bestellt worden, und zwar 14 Schnellzuglokomotiven der Achsenanordnung 1-D-1 bei den Bergmann-Elektrizitäts-Unternehmungen, 20 Güterzuglokomotiven B + B + B bei den Siemens-Schuckert Werken und 10 Güterzuglokomotiven C + C bei Brown, Boveri & Cie. A.-G. Außerdem sind bei der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft die elektrischen Ausrüstungen von 5 Triebwagenzügen in Auftrag gegeben worden, die auf einzelnen Nebenstrecken Personenzüge ersetzen sollen. Diese Triebwagenzüge werden aus je drei dreiachsigen Wagen bestehen, von denen der mittlere die elektrische Ausrüstung und einen Abteil für Gepäck und Post enthält, während die beiden andern Wagen an den Enden mit Führerständen versehen sind. Die Schnellzuglokomotiven werden von einem hoch aufgestellten Motor durch Parallelkurbelgetriebe angetrieben. Ihre Zugkraft beim Anfahren beträgt 12 t, ihre Höchstgeschwindigkeit 90 km/st. Die Güterzuglokomotiven beider Achsenanordnungen werden durch federnd im Rahmen gelagerte Motoren mit Zahnradübertragung, Vorgelegewelle und Kuppelstangen angetrieben. Die Lokomotiven der Anordnung B + B + B erhalten drei Motoren und eine Anzugkraft von 16,5 t, die C + C-Lokomotiven vier Motoren und dieselbe Anzugkraft. Die Lokomotiven beider Bauarten können 45 km/st Höchstgeschwindigkeit erreichen. Die Teilung in drei bezw. zwei Glieder soll auch bei dem auftretenden hohen Reibgewicht eine gute Kurvenbeweglichkeit ergeben.

Der elektrische Betrieb soll im Jahre 1914 beginnen, nachdem die Einrichtungen und Betriebsmittel auf einer Teilstrecke schon vorher erprobt worden sind.

Einführung des elektrischen Betriebes auf den Schweizerischen Bundesbahnen. Der Verwaltungsrat der Schweizerischen Bundesbahnen hat für die Arbeiten, die die Einführung des elektrischen Betriebes auf der voraussichtlich ersten Strecke, der Teilstrecke Erstfeld-Airolo der ehemaligen Gotthardbahn, erforderlich macht, einen Ausschuß gebildet, der aus dem Leiter der Betriebsabteilung, Generaldirektor Zingg, dem Leiter der Bauabteilung, Generaldirektor Sand, und dem früheren Direktor der Maschinenfabrik Oerlikon, Ingenieur E. Huber-Stockar, besteht. Insbesondere die Berufung Hubers ist wichtig, weil dieser bereits im Jahre 1902 auf den Betrieb mit einphasigem Wechselstrom von hoher Spannung und niedriger Periodenzahl hingewiesen und im Jahre 1904 die wirtschaftliche Ueberlegenheit des elektrischen Betriebes gegenüber dem Dampfbetrieb auf der Bergstrecke der Gotthardbahn nachgewiesen hat. (Schweizerische Bauzeitung 5. Oktober 1912)

Der Umbau der Warschau-Wiener Bahn auf Normalspur wird von dem russischen Verkehrsministerium in Ueberein-

[1]) vom 10. Oktober 1912. [2]) s. Z. 1911 S. 1053.

stimmung mit der Reichsduma geplant. Nach dem bereits ausgearbeiteten Entwurfe kostet der Umbau 28 Mill. ℳ und erfordert drei Jahre. Da jedoch diese Kosten nicht auf einmal aufgebracht werden können, soll der Umbau sich zunächst auf die Strecke Lowitsch-Alexandrowo beschränken, wofür 7 Mill. ℳ veranschlagt sind. (Verkehrstechnische Woche 5. Oktober 1912)

Drahtlose Telephonie im Grubenbetrieb. Ueber erfolgreiche Versuche von Ingenieur Reineke in Bochum mit der Anpassung der drahtlosen Telephonie an den Betrieb unter Tage, die auf der Zeche Carolinenglück bei Bochum ausgeführt worden sind, berichtete O. Dobbelstein auf dem Allgemeinen Bergmannstag in Wien[1]. Die neue Einrichtung weicht insofern von der drahtlosen Telephonie über Tage ab, als bei ihr die in der Grube überall vorhandenen Leiter, wie Rohrleitungen und Grubenschienen, zu Hülfe genommen werden, wodurch die Anlage wesentlich einfacher und billiger wird. Dabei spielt das elektrische Verhalten der tieferen Gebirgsschichten eine besondere Rolle. Während nämlich die Erdoberfläche einen großen Kondensator darstellt, der die ihm zugeführten Elektrizitätsmengen sofort aufnimmt, verhalten sich die tiefer liegenden Gebirgsschichten gegenüber statischen elektrischen Ladungen fast wie Isolierstoffe. Die auf ihnen ruhenden Schienen und Rohrleitungen können daher schon für verhältnismäßig geringe Ladungen als Leiter benutzt werden, und selbst vollständige kurze Unterbrechungen werden dabei vom Strom überbrückt. Zur statischen Ladung genügt ein geschlossener Stromkreis von 12 V und etwa 0,5 Amp, in den ein Mikrophon als Sender und ein Induktionsapparat eingeschaltet sind, der die beim Sprechen im Mikrophon entstehenden Wechselströme in solche von mehreren 1000 Volt mit hoher Frequenz umwandelt. Diese hochgespannten Schwachströme kreisen in dem angeschlossenen unvollkommenen Leitungsnetz aus Schienen, Rohren u. a. m. und senden ihre elektrischen Schwingungen ähnlich wie die Türme der drahtlosen Telegraphie in den umgebenden Aether. Zum Auffangen der Schwingungen benutzt man Telephone, die entweder unmittelbar oder in einem Nebenschluß an die Rohrleitung oder an eine Drahtschleife gelegt sind, die mit der Rohrleitung in keinerlei Verbindung steht. Als Anrufer dient ein Summer, mit dem ein Ton von bestimmter Schwingungszahl erzeugt wird. Dieser bringt eine Membran in Bewegung und ruft elektrische Schwingungen in dem Rohrleitungsnetz hervor, die auf den Rufer der Empfangstelle wirken. Um die Einrichtung zu vereinfachen, hat man auf der Zeche Carolinenglück die Primärspule des Induktionsapparates, der beim Sprechen zum Erhöhen der Spannung dient, auch zum Betätigen des Summers verwandt, wobei die Sekundärspule ausgeschaltet wird. Die Einrichtung besteht somit an der Anruf- und Empfangstelle je aus einigen Schwachstromelementen, einem kleinen Induktionsapparat, einem Mikrophon und einem Anrufer. Sie ist in einem kleinen tragbaren Kasten von 11 kg Gewicht untergebracht. Auf der Zeche wird die Anlage für eine Entfernung von 1,7 km benutzt, die vom Zimmer des Betriebsführers über Tage bis zu den entlegensten Punkten der Grube reicht. Untersuchungen haben ferner ergeben, daß der Fernsprechbetrieb durch Starkstromanlagen nicht beeinflußt wird, solange keine unmittelbare metallische Verbindung mit der Starkstromquelle besteht. Auch werden die Zünder der Sprengpatronen nur dann durch die Telephonströme zum Glühen gebracht, wenn man sie unmittelbar an die Anlage anschließt.

Das neue Zeppelin-Luftschiff für die deutsche Marine „L 1" ist vor kurzem fertiggestellt worden und hat seine ersten Probefahrten ausgeführt. Es ist 160 m lang, hat 15 m Dmr. und besteht aus 18 Gaszellen. Zum Antrieb dienen drei 170-pferdige Motoren, von denen zwei in der hinteren Gondel aufgestellt sind. In der mittleren Gondel, die wie bei den letzten Luftschiffen unmittelbar an den Tragkörper angebaut ist, sind Aufenthalts- und Schlafräume für Offiziere und Mannschaften angeordnet, da das Luftschiff mehrtägige ununterbrochene Fahrten ausführen können muß. Hier ist auch eine funkentelegraphische Einrichtung untergebracht. Auf dem Rücken des Ballons ist ein Beobachtungsstand angeordnet, der durch einen durch den Tragkörper führenden Schacht zugänglich ist.

[1] Vergl. »Glückauf« vom 5. Oktober 1912.

Wasserdichter Beton. Vor Herstellung des Unterbaues für das Quermarkenfeuer »Rotekliff« auf Sylt sind von dem Wasserbauamt Husum Versuche zur Erzielung eines für Regen möglichst undurchlässigen Betons angestellt worden. Es wurden 36 cm hohe Gefäße mit 6 cm dicker Wandung aus Zement und feinem Dünensand in Mischungsverhältnissen 1:1 bis 1:6 ohne Zusatz besonderer Dichtungsmittel und im Mischungsverhältnis 1:3 mit Zusätzen von Schmierseife, Aquabar, Zeresit und Oel hergestellt; die Gefäße wurden teils mit Wasser gefüllt, teils in leerem Zustand ins Wasser gesetzt, wobei die Dichtigkeit der Wandungen an dem Eindringen oder Ausfließen des Wassers beobachtet werden konnte. Die Wasserdruckhöhe betrug 25 cm. Die gewünschte Dichtigkeit wurde auf diese Weise nicht erreicht; bei allen Versuchen genügte eine Stunde, um die Gefäße voll oder leer laufen zu lassen. Am besten bewährten sich Aquabar und Schmierseife. Da sich fette Mischungen besser als Zusätze erwiesen hatte, griff man zu dem Mittel des Einschlämmens. Die zu dichtenden Flächen wurden angenäßt und mit einem Zementbrei dick bestrichen, der mit einer weichen Bürste in die Poren des Betons hineingerieben wurde. Dieses Verfahren wurde mehreremale wiederholt, bis die Poren geschlossen erschienen. Die Dichtigkeit war so gesteigert, daß bei einem drei Tage lang dauernden Druckversuch kein Wasser mehr durchdrang. Der Unterbau des Feuers »Rotekliff« soll nunmehr aus der Mischung 1:3 hergestellt und durch Einschlämmen gedichtet werden. (Zentralblatt der Bauverwaltung 2. Oktober 1912)

Das Wasserkraftwerk am Big Creek in Kalifornien, über das wir in Z. 1912 S. 1643 kurz berichtet haben, wird mit geschweißten Druckrohrleitungen von rd. 3500 t Gesamtgewicht ausgestattet, die von den Mannesmannröhren-Werken in Düsseldorf geliefert werden. Es sind mehrere Rohrstränge von 1065 mm größtem und 600 mm kleinstem lichtem Durchmesser. Die größte Wandstärke der Rohre beträgt 32 mm.

Mit k. k. Oberbaurat Dr. techn. h. c. **Camill Ludwik**, der am 28. September d. J. im 69. Lebensjahre in Wien **gestorben** ist, ist einer der verdienstvollsten Veteranen des böhmischen Maschinenbaues dahingegangen. Der Verstorbene, der von 1883 bis 1910 an der Spitze der Prager Maschinenbau-A.-G. vorm. Ruston & Co. stand, hat sich in dieser Stellung sowohl durch seine bahnbrechende Tätigkeit im Bau von Dampfmaschinen, Hochdruck-Wasserturbinen und städtischen Anlagen wie auch durch sein außerordentlich liebenswürdiges Wesen über die Grenzen der Monarchie hinaus Anerkennung und Freunde erworben. Während seiner Tätigkeit sind aus der Rustonschen Fabrik nicht weniger als 11 Ingenieure als Professoren an in- und ausländische Hochschulen berufen worden. Seiner Anregung entsprang ferner der Zusammenschluß der fünf großen böhmischen Maschinenfabriken zur Ausarbeitung von Plänen für das Schiffshebewerk im Zuge des Donau-Oder-Kanales bei Prerau, eine Vereinigung, die wohl den Ursprung des späteren böhmischen Kartelles der Maschinenfabriken gebildet hat. Noch kurz vor seinem Tode war Ludwik, der eine Reihe von Ehrenämtern bei Behörden und Vereinen bekleidete, in den Beirat des neuen Technischen Versuchsamtes berufen worden.

Patentbericht.

Kl. 27. Nr. 242835. Kapselgebläse mit durch Gegengewicht ausgeglichenen Flügeln. J. J. Gibson, Homestead (Penns., V. St. A.). Jeder Flügel *a* ist starr mit zwei Gegengewichten *b* verbunden, die symmetrisch zur Flügelmitte und im Innern der außerachsig zur Achse *c* angeordneten Trommel *d* liegen, von der aus der Antrieb erfolgt.

Kl. 27. Nr. 242984. Kreiselverdichter mit Hülfsflüssigkeit. Maschinenfabrik Buckau A.-G., Magdeburg. Das Wasser tritt aus dem Schleuderrad *a* in die Leitkanäle *b*, in deren Seitenwandungen die Schlitze *c*, durch die Gase oder Dämpfe eintreten können, so angebracht sind, daß im Bereich der Schlitze keine Drucksteigerung in den Kanälen stattfindet. Damit kein Spritzwasser austritt und die Dämpfe in günstiger Richtung eintreten, können in den Schlitzen Leitschaufeln *d* angebracht werden.

Kl. 5. Nr. 243282. Oeffnen und Schließen einer Grubenberieselungsleitung u. dergl. H. Eichler, Dortmund, und P. Müller, Oberplanitz bei Zwickau. Das bei *a* eintretende Druckwasser gelangt durch Oeffnungen in den Rohren *b*, *c* in den Raum *d* und von hier durch eine regelbare Oeffnung *e* unter den Kolben *f*. Der aufsteigende Kolben nimmt nach einem bestimmten Hube das Rohr *r* mit sich, welches das Ventil *g* zum Abfluß *h* öffnet und zugleich bei *i* den Raum unterhalb *f* über den Kanal *k* mit *h* verbindet. Der Kolben *f* sinkt, nimmt am Ende seines Weges das Rohr *c* wieder mit sich und stellt den Anfangzustand her.

Kl. 10. Nr. 243463. Kohlenstampfmaschine. F. Méguin & Co. A.-G. und W. Müller, Dillingen, Saar. Zwischen die Antriebkurbel *a* und die Schubstange *b*, die mittels der Klemmvorrichtung *c* mit der Stampferstange *d* verbunden ist, ist eine um den Bolzen *e* bewegliche schleifenartige Schwinge *f* eingeschaltet, die dem Stampfer *g* eine beschleunigte Fallbewegung erteilt.

Kl. 10. Nr. 243902. Gewinnung verschiedener Kokssorten aus liegenden Koksöfen. H. Koppers, Essen, Ruhr. Vor den Koksöfen *a* ist auf Schienen *b* Wagen *c* verfahrbar, der Schilde *d* von der Breite einer Kokskammer und von der Höhe des gesondert zu gewinnenden unteren Teiles des Kokskuchens trägt, während quer über ihnen und schräg zur Achse des Kokskuchens eine als Abweiser dienende Wand *f* steht, die den oberen Teil des Kokskuchens abtrennt und gesondert über die schräge Wand *e* abführt.

Kl. 17. Nr. 238964. Wasserkühler. B. Bomborn, Berlin. Das warme Wasser tritt in feinen Strahlen aus Düsen *a* aus und wird durch kreisende Stäbe *d*, *e* zerstäubt, die schlagmühlenartig wirken, während Kühlluft von einem Ventilator *g* im Gegenstrom durch den Wasserstaub hindurchgeführt wird.

Kl. 18. Nr. 243939. Schneiden und Durchbohren von kaltem Guß- und Roheisen mittels Sauerstoffes. Köln-Müsener Bergwerks-Aktien-Verein, Creuzthal i. W. Während Sauerstoff zum Werkstück zugeleitet wird, wird ein Metall oder ein sonstiger Stoff, der mit dem Sauerstoff unter starker Wärmeentwicklung verbrennt, zugeführt. Vorzugsweise wird das Zuleitungsrohr für den Sauerstoff aus solchem Material, z. B. aus Eisen, hergestellt und seiner Verbrennung entsprechend weiter vorgeschoben.

Kl. 20. Nr. 243051. Oberleitung für elektrische Bahnen. J. Paul, Paris. Die Oberleitung ist als gitterförmiger, geeignet versteifter Träger von dreieckigem Querschnitt gestaltet, der in seinem unteren Teil *a* die eigentliche Fahrleitung bildet und nach Art der bekannten Kettenoberleitungen mittels Hängedrähte *b* an einem Tragseil aufgehängt ist.

Kl. 27. Nr. 242983. Antrieb von rotierenden Verdichtern. Chr. Weuste & Overbeck G. m. b. H., Duisburg. Die Niederdruckstufe *a* wird von einem normalen Gleich-, Dreh- oder Wechselstrom-Kollektormotor *b*, die Hochdruckstufe *c* von einem mit höherer Umdrehzahl laufenden Doppelfeldmotor *d* getrieben. Diesem wird Energie durch vom Niederdruck-Satz abhängige Vorrichtungen, z. B. einem Umformersatz *e*, *f*, zugeführt.

Kl. 38. Nr. 239748. Hebereinlauf für Turbinen. O. Miltzlaff, Birkhorst bei Eggesin. Um eine ständig gleich hohe Wassersäule im Heber *d* zu erhalten und das Mitreißen von Luft durch die Turbine zu verhindern, saugt eine Pumpe *c* die Luft aus *d* soweit ab, daß der Wasserspiegel beispielsweise um 1 m über dem Oberwasserspiegel gehoben wird. Damit die aus dem Wasser ausgeschiedene Luft mit abgesaugt wird, muß die Luftpumpe *c* eine etwas größere Luftverdünnung erzeugen. Ein Schnüffelventil *b* sorgt dafür, daß kein größerer Unterdruck als der vorbestimmte von beispielsweise 0,9 at im Heber entstehen kann.

Kl. 46. Nr. 241452. Brennstoffpumpe für Verbrennungskraftmaschinen. E. C. Karch, Köln a. Rh. Der Brennstoff fließt bei *a* mit natürlichem Gefälle zu und gelangt durch Löcher *x* der in den Pumpenkolben *k* eingedrehten Nut *n* und die Bohrung *s* des Kolbens *k* in den Pumpenraum unter dem Kolben. Das Druckventil *b* wird durch die Feder *f* ständig auf seinen Sitz *s* gedrückt, wird aber während des Druckhubes entgegen dem abwärts gehenden Kolben *k*, den es umschließt, soweit gehoben, daß die Nut *n* und damit der Brennstoffzulauf abgeschlossen wird. Bei Beginn des Saughubes ist das Druckventil *b* unter dem Einfluß der Feder *f* wieder gegenläufig zum Kolben *k* und schließt dabei den Ausfluß *e* und die Umlaufleitung *u*, in die bei *r* ein Regelhahn eingeschaltet ist.

Kl. 63. Nr. 249568. Flüssigkeitsgetriebe für Motorfahrzeuge. H. Lentz, Berlin-Grunewald. Die im Gehäuse *a* drehbaren Kolben *b* haben je einen Nabenhohlraum *c*, welcher durch einen dehnbaren Boden *g* abgeschlossen wird. In dem Raum ist das Kardangelenk *d* untergebracht, auf dessen Welle zur Befestigung von *g* eine Hülse *f* aufgepaßt ist. *b* läuft in Kugellagern *i* und ist bei *u* gegen das Gehäuse abgedichtet. *c* ist durch eine Bohrung *t*, in welcher ein Rückschlagventil *s* eingeschaltet ist, und durch eine Leitung *l* mit dem Saugraum des Getriebes verbunden.

Kl. 77. Nr. 249396. Abflugvorrichtung für Flugzeuge. J. Behrbohm, Berlin-Schöneberg. Mit der Tragfläche *a* ist die Kufe *f*, die vorn ein Rad *d* trägt, durch Streben *g* fest verbunden, so daß das Flugzeug beim Aufsetzen zunächst auf den Rädern *d* rollt und dann beim Zurückkippen auf den Kufen schleift.

Kl. 77. Nr. 249483. Fahrgestell für Flugzeuge. R. Arnoux, Paris. Das Gestell trägt neben den zum Anfahren dienenden Laufrädern *b* noch Kufen *c*, die etwas höher als die Räder liegen und beim Landen, wenn die Tragfedern *g* der Räder sich stark durchbiegen, aufsetzen und bremsen.

Kl. 77. Nr. 248599. Tragfläche mit selbsttätigen Stabilisierungsflächen. G. Grünberg und G. Hoffmann, Kiel. Die Tragfläche *a* besteht hinten aus mehreren, gleichmäßig durchfedernden, schwingbaren Einzeltragflächen *b* und *c*, die durch sich nach hinten erweiternde Schlitze *e* und *f* voneinander getrennt und an den nach innen liegenden Kanten der Einzeltragflächen *c* zum Teil mit senkrechten Querwänden versehen sind. Der von unten gegen die Tragfläche ständig wirkende Luftdruck preßt die Luft durch die Schlitze *e* und *f* nach oben, wodurch die schädliche Wirkung der an den Tragrippen und andern Widerständen entstehenden Luftwirbel aufgehoben wird. Die linksseitigen Einzeltragflächen *c* werden von dem von oben kommenden Seitenwindstoß am wirkungsvollsten getroffen und heruntergebogen, wodurch die Luft durch die erweiterten Schlitze *e* und *f* nach unten strömt und somit eine Abschwächung des Wind-

stoßes auf die übrigen Tragflächen herbeigeführt wird. Die Bewegung der linken Tragflächenhälfte nach unten wird jedoch dadurch verhindert, daß der Windstoß auf die rechte Tragflächenhälfte an den senkrechten Querwänden *d* erheblichen Widerstand findet, aber nur langsam durch die engen Schlitze *e* und *f* strömt. Die rechte Hälfte wird dadurch nach unten geneigt, die linke Hälfte gehoben und das Gleichgewicht der Tragfläche wieder hergestellt.

Kl. 81. Nr. 248943. Verladerinne für Schüttgut. W. Rath, Mülheim, Ruhr. Das Gut wird von einem Drehtisch *a*, durch dessen Mittelöffnung die Schleppkette *b* hindurchtritt, auf die geneigte, um *c* drehbare Schlepprinne *d* aufgegeben, von der Kette *b* in der Rinne nach unten gefördert und von einer besonders einstellbaren Abstellrutsche *e* stoßfrei abgeworfen. Die Kette geht über Rollen *f*, *g* zurück und wird durch eine Gabel *h* gleichmäßig gespannt.

Kl. 77. Nr. 250345. Starres Luftschiff mit Längsversteifungen. E. Cäsar, Barmen. Statt aus einzelnen Kugelballonen ist der Ballonkörper aus einer Anzahl gewalzter Aluminiumringe *a* gebildet, die unter sich durch den aus ringförmigen Einzelteilen bestehenden Ballonstoff *b* verbunden sind, der in Nuten *c* von *a* eingelegt und durch Drähte *d* festgehalten wird. Weitere Nuten *e* an *a* dienen zur Aufnahme der Schottwände *f*. Beim Entleeren des Ballons kann der Körper harmonikaartig zusammengelegt werden.

Kl. 77. Nr. 249794. Flugzeug. Blair Atholl Aeroplane Syndicate Ltd., London. An dem vogel-, fisch- oder bootartig gestalteten Rumpf *a* sind die Flügel *b* derart angesetzt, daß sie, sich im Winkel von 40 bis 70° nach hinten erstreckend, mit ihren äußeren Enden höher als der Rumpfhinterteil liegen, und daß der Schwerpunkt des ganzen Flugzeuges etwa ²/₅ von der Rumpfvorderkante entfernt liegt. Die untere Fläche des rechtwinkligen Rumpfes ist konkav und auf jeder Seite als Verlängerung der Unterseite der kegeligen Flügelfläche geformt.

Kl. 77. Nr. 247221. Drachenflieger mit Hubschraube. G. Mees, Charlottenburg. Führer- und Mitfahrersitze sind in einiger Entfernung hinter der Hubschraubenachse so angeordnet, daß durch die Hubkraft der Schraube das Flugzeug vorn aufgerichtet wird, wodurch beim Landen die Geschwindigkeit stark verringert werden kann.

Kl. 81. Nr. 249446. Ladevorrichtung für Gurtförderer. J. Schilhan, Nagykanizsa (Ungarn). Die mit Kohlen gefüllten Karren *a* werden auf die Kippbrücke *b* gefahren, deren vorderer Hebel *c* vom Daumen *d* der unteren Elevatortrommel heruntergedrückt wird, so daß die Karre sich hebt und ihren Inhalt in die Schüttrinne *e* entleert, von wo er durch die Mitnehmer *f* nach oben geführt wird.

Kl. 81. Nr. 249798. Förderband für Ton und Lehm. A. Hunecke, Paderborn. Das Förderband besteht aus dicht aneinander gereihten Rollen *a*, *b*, die durch Kettenglieder frei drehbar miteinander zu einem Bande vereinigt sind, wobei je ein stärkeres und ein schwächeres Rohr miteinander abwechseln und die Enden der schwächeren Rohre den stärkeren gegenüber zurücktreten; dadurch werden Ansätze geschaffen, zwischen die ein Triebrad mit Einkerbungen eingreifen kann.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **124. Heft** erschienen; es enthält:

Georg Lindner: Winddruck in Silos und Schachtöfen.
Huldreich Keller: Berechnung gewölbter Platten.

Dieses Heft enthält als erstes, entsprechend dem Beschluß des Vorstandes vom 8. Januar 1912 (s. Z. 1912 S. 331), Arbeiten, die nicht auf Versuchen aufgebaut sind, sondern auf rein theoretischem Wege für die Praxis wichtige Fragen der Lösung entgegen führen.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 124** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Nachtrag zu S. 286 u. f

Vorstandsrat.

Dresdener Bezirksverein.

O. Koritzki, Ing., Direktor der Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebr. Seck, Dresden-A., Würzburger Str. 59.
Dipl.-Ing. **E. Lewicki**, Professor an der Technischen Hochschule, Dresden-A., Würzburger Str. 51.
W. Meng, Direktor der Städt. Elektrizitätswerke, Dresden-A., Am See 2.

Vorstände der Bezirksvereine.

Dresdener Bezirksverein.

Vorsitzender: **O. Koritzki**, Ing., Direktor der Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebr. Seck, Dresden-A., Würzburger Str. 59.
Stellvertreter: Dipl.-Ing. **O. Barnewitz.**
Schriftführer (Verwaltung): **H. Mauck**, Ziviling., Dresden-A., Schnorrstr. 35.
Schriftführer (Protokolle): **A. Andersen.**
Kassierer: **B. Kirchhoff**, Ingenieur, i. Fa. Kirchhoff & Lehr, Arnsdorf (Sachsen).
Archivar: **Ed. Steglich.**
Beisitzer: **Johs. Görges, E. R. Klien,** Dr.-Ing. **Ad. Nägel, Scheit, Schlippe**

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 43. **Sonnabend, den 26. Oktober 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau.[1])

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Münzinger** in Charlottenburg.

Einleitung.

Es ist eine bekannte und oft beobachtete Erscheinung, daß die Verschiedenheit in den Ausführungsformen einer Maschine mit ihrer steigenden Vervollkommnung abnimmt, weil die wachsende Erfahrung der Ingenieure aus der Vielheit der Konstruktionsmöglichkeiten allmählich die zweckmäßigsten Formen ausscheidet und sie zu einem möglichst vollkommenen Ganzen zu vereinigen sucht. Deshalb werden die Maschinen verschiedener Firmen im Laufe der Zeit einander immer ähnlicher, so daß eine zunehmende Uebereinstimmung in den Bauformen nicht zuletzt einen Maßstab für die Entwicklungsstufe einer Maschine bildet. Eine Abweichung von dieser Regel tritt im allgemeinen nur ein, wenn eine Firma mit einer grundlegenden Neuerung hervortritt; aus rechtlichen und propagandistischen Gründen ist dann die Konkurrenz häufig gezwungen, zu andern Formen, die dem gleichen Zweck dienen sollen, überzugehen. Im Laufe der Zeit tritt aber auch dann wieder eine gewisse Vereinheitlichung der neuen Bauart ein, und die gewonnenen Erfahrungen kommen schließlich der Allgemeinheit zugute, da durch die ganze Natur des modernen Konkurrenzkampfes die Fälle immer seltener werden, in welchen eine Fabrik bei der Schaffung einer neuen Bauart eine völlig beherrschende Stellung einnimmt.

Das letzte Jahrzehnt hat indes zu wiederholten Malen Beispiele gezeitigt, wo eine Maschine, deren Entwicklung scheinbar abgeschlossen war, durch den Zwang der Verhältnisse plötzlich eine tiefgehende Umgestaltung erfuhr, indem man mit den seinerzeit herrschenden Ansichten brach und neuen Anschauungen Form und Ausdruck gab. Während sich aber früher eine solche Umwälzung nur zögernd und tastend vollzog, ist es ein Kennzeichen des modernen Maschinenbaues, daß jetzt die Entwicklung einer neuen Bauart schnell und mit wenigen Abweichungen vom richtigen Weg erfolgt und sich nur selten in spekulative Erwägungen und »rein erfinderische Tätigkeit« verliert. Das ist zum großen Teil der neuzeitlichen, vertieften wissenschaftlichen Ausbildung der Ingenieure zu danken, die ihnen die Mittel an die Hand gibt, schnell in das Wesen einer neuen Sache einzudringen und sich die für ein erfolgreiches Konstruieren erforderlichen Rechnungsgrundlagen rasch zu verschaffen. Die steigenden Ansprüche an die Leistung einer Maschine haben das Gebiet des wissenschaftlich gebildeten Ingenieurs außerordentlich erweitert und ihm auch in solche Zweige der Technik Eingang verschafft, die bis dahin mehr untergeordneten Kräften vorbehalten schienen: Eine außerordentliche Steigerung der Wertziffern einer Maschine und eine hervorragende Verbesserung ihrer Leistungen war die unmittelbare Folge, so daß fast durchweg die Zunahme der spezifischen Leistung mit der Erhöhung des Wirkungsgrades Hand in Hand ging. Die erhöhte Beanspruchung erforderte aber auch eine erhöhte Berücksichtigung der kleinsten konstruktiven Vorteile, und man kann beobachten, wie der Durchbildung früher vernachlässigter Einzelheiten eine besondere Aufmerksamkeit gewidmet wird.

Einfluß der Dampfturbinen auf den Kesselbau.

Die zunehmende Zentralisierung der Energie- und Lichterzeugung in großstädtischen Kraftwerken und in den Zentralen bedeutender industrieller Betriebe schuf Maschinengrößen, an deren Möglichkeit vor noch verhältnismäßig kurzer Zeit niemand geglaubt hätte. Maschinen von 3000 bis 5000 KW, welche früher zu den gewaltigsten zählten, sind heute keine Seltenheit mehr; werden doch jetzt Einheiten bis zu 25000 KW ausgeführt. Die Möglichkeit, so große Energiemengen in einer Maschine zu erzeugen, wurde durch die Dampfturbine gegeben, welche auf kleinem Raum eine große Leistung unterzubringen gestattet. Je größer aber die Grundflächenausnutzung durch die Turbine wurde, um so drückender empfand man das Mißverhältnis, in welchem Kesselhaus und Maschinenhaus zueinander standen. Erstens werden hierdurch die Ausgaben für Grunderwerb außerordentlich hoch, um so mehr, als der gesetzlichen Vorschriften wegen der Raum über dem Kessel nicht ausgenutzt werden kann. Zum andern nimmt die Uebersichtlichkeit der Anlage durch die großen Kesselhäuser sehr ab und die Erweiterung vorhandener Kraftwerke, welche vom Dampfmaschinen- zum Dampfturbinenbetrieb übergehen wollten, war häufig dadurch beeinträchtigt, daß auf der zur Verfügung stehenden Grundfläche mit den damals bekannten Kesseln nicht genügend Dampf erzeugt werden konnte. Die Erzeugung des erforderlichen Dampfes in vielen Kesseln von verhältnismäßig kleiner Dampfleistung führte zu teuern Kesselhäusern und großen Ausgaben für Wartung und Unterhaltung.

Dadurch wurde gebieterisch die Forderung laut, die

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfkessel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

spezifische Leistung der Kesselheizfläche zu erhöhen und die Kessel so zu bauen, daß sich auf kleiner Grundfläche eine große Kesselheizfläche unterbringen ließ. Es mußte aber wegen der wechselnden Belastung moderner Kraftwerke die Möglichkeit gegeben sein, die Kessel schnell und stark anzustrengen, ohne daß sie darunter leiden oder daß ihr Wirkungsgrad bei einer andern als der normalen Belastung wesentlich zurückgeht. Diesen nur schwierig miteinander zu vereinigenden Forderungen kam allerdings der Umstand zugute, daß das Kondensat der Turbinen völlig rein ist und sich deshalb für das Rückspeisen in die Kessel vorzüglich eignet; auch hatte sich die Erkenntnis immer mehr Geltung verschafft, daß hartes oder unreines Wasser vor der Speisung in die Dampfkessel unbedingt gereinigt werden müsse und daß es ein Unding sei, die Ausscheidung der Kesselsteinbildner dem Kessel selbst zu überlassen. Man war zur Erkenntnis gelangt, daß das Speisewasser ein Betriebsmittel von großem Werte sei, und war deshalb bestrebt, dauernd möglichst mit demselben Wasservorrat zu arbeiten, indem man sämtliche reinen Kondensate zurückspeiste und nur den durch Undichtigkeiten verlorenen Dampf durch sorgfältig gereinigtes Zusatzwasser ersetzte. Die innere Reinigung der Kessel konnte nun in größeren Zwischenräumen erfolgen, und die den heißen Feuergasen am meisten ausgesetzten Kesselteile ließen erheblich stärkere Beanspruchungen zu.

Neuere Großwasserraumkessel.

Die Großwasserraumkessel, welche früher wegen ihrer Unempfindlichkeit gegen unreines Speisewasser in vielen Fällen bevorzugt wurden, sind deshalb aus modernen Großkraftwerken fast völlig verschwunden, obgleich in den letzten Jahren Doppelkessel von außerordentlichen Abmessungen erbaut wurden, welche die Großwasserraumkessel normaler Größe an Heizfläche bedeutend übertreffen. Es sei hier nur an den von Piedboeuf in Brüssel ausgestellten Doppelkessel von 500 qm Heizfläche erinnert[1]), welcher inzwischen in den Besitz der Deutschen Maschinenfabrik in Duisburg übergegangen ist, oder an die von der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann A.-G. für das Elektrizitätswerk in Chemnitz gelieferten Doppelkessel von 608 qm Heizfläche[2]). Dasselbe Werk hat bei Hartmann inzwischen zwei neue Doppelkessel bestellt, welche die gewaltige Heizfläche von 720 qm haben, Fig. 1 und 2. Es ist von Interesse, die Hauptabmessungen der neuen Kessel zu betrachten:

Kesselheizfläche	720 qm
Ueberhitzerheizfläche	150 »
Kesseldruck	13 at
Rostlänge	2700 mm
Rostbreite	1070 »
Anzahl der Roste	3
Durchmesser der Kessel	3200 »
Blechstärke des Mantels	29 »
» der Böden	32 »
Mantellänge des Unterkessels	7750 »
Anzahl der Heizrohre	248
» » Ankerrohre	52
Breite zweier in einem Block vereinigter Kessel	9940 »
Länge » » » » » »	11800 »
Höhe » » » » » »	7000 »

Die Kessel verfeuern mit Leach-Apparaten ein Gemisch von gleichen Teilen Steinkohle von 6500 WE und Braunkohle von 5500 WE und sind imstande, stündlich 10 bis 12 t Dampf von 13 at und 400° C zu erzeugen. Garantiert wurde bei normaler Beanspruchung ein Wirkungsgrad von 80 vH. Auf die mit diesen Kesseln erreichte Grundflächenausnutzung wird später zurückzukommen sein. Wenn auch die große Steigerung der Abmessungen von Doppelkesseln der Leistungsfähigkeit der herstellenden Fabrik und dem Können der Hüttenwerke ein glänzendes Zeugnis ausstellt, so kann man m. E. doch mit großer Wahrscheinlichkeit annehmen, daß eine Weiterentwicklung des Kesselbaues in dieser Richtung nicht zu erwarten ist. Einmal werden derartige Kessel mit zunehmendem Manteldurchmesser sehr teuer, zum andern dürfte von einer gewissen Kesselblechstärke ab selbst bei sorgfältigster Herstellung ein dauerndes Dichthalten sämtlicher Nietnähte und Walzstellen kaum mehr möglich sein, besonders wenn die Kessel mit stark wechselnder Belastung arbeiten müssen; denn es liegt in der Natur dieser Kessel, daß dann ungleiche Wärmedehnungen auftreten, da sie keinen so schnellen Temperaturausgleich haben, wie etwa die Wasserrohrkessel in ihrem Wasserumlauf. Doppelkessel von mehr als 400 qm Heizfläche werden deshalb voraussichtlich immer seltene Ausnahmen bleiben.

Professor Lewicki hat im Jahre 1901 Versuche über den Temperaturausgleich an einem Zweiflammrohrkessel und an

Fig. 1 und 2.

Doppelkessel von 720 qm Heizfläche der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G.

Maßstab 1 : 125. Schnitt *a-b*. Schnitt *c-d*. Schnitt *e-f*.

[1]) Z. 1911 S. 873. [2]) Z. 1909 S. 1154.

einem Dreiflammrohrkessel der bekannten Bauart von Paucksch vorgenommen[1]), indem er ein Thermometer nahe an der tiefsten Stelle der beiden Kessel und etwa 900 mm in sie hineinragend anbrachte und den Temperaturanstieg an dieser »toten Stelle« während des Anheizens beobachtete, Fig. 3.

Fig. 3.

Temperaturanstieg beim Anheizen eines Zweiflammrohr- und eines Dreiflammrohrkessels.

Während bei dem Dreiflammrohrkessel das Manometer nach 56 min den vollen Kesseldruck anzeigte, war das Thermometer an dem Unterteil des Kessels erst nach 147 min auf der Sättigungstemperatur angelangt. Beim Zweiflammrohrkessel sind die entsprechenden Zahlen noch bedeutend ungünstiger und betragen 120 bezw. 267 min. Der Temperaturausgleich beanspruchte somit rd. $2^1/_2$ bezw. $4^1/_2$ Stunden. Daß hierdurch die Kesselnähte erheblich angestrengt werden, liegt auf der Hand. Dem sei Fig. 4 gegenübergestellt, welche

Fig. 4.

Anheizversuch an einem Sulzer-Garbe-Kessel.

einem Vortrag von Oberingenieur Klein entnommen ist[2]) und den Druckanstieg in einem Sulzer-Garbe-Kessel sowie die Wassergeschwindigkeit in seinem Zirkulationsrohr während des Anheizens zeigt (siehe später). Durch den lebhaften Wasserumlauf während dieser Periode werden starke Temperaturunterschiede innerhalb des Kessels sicher vermieden und die Nietnähte und Walzstellen geschont; einen Wasserumlauf haben aber Großwasserraumkessel fast nicht.

Neuere Zweikammer-Wasserrohrkessel.

Der Zweikammer-Wasserrohrkessel bekannter Bauart erfuhr in den letzten Jahren gleichfalls wesentliche Verbesserungen sowohl seiner Leistungsfähigkeit als auch der Brennstoffausnutzung. Die Forderung, eine Maschine in sich geschlossen auszuführen, welche im Kraftmaschinenbau längst beachtet wird, hat sich jetzt auch im Kesselbau allgemeine Gültigkeit verschafft, indem man das Kesselmauerwerk, dessen Aufgabe der gasdichte Abschluß der Züge und die Vermeidung von Wärmeverlusten ist, nicht mehr als Träger für den Kessel benutzt, sondern hierfür ein schmiedeisernes Gerüst verwendet, an welchem die Oberkessel aufgehängt werden, und in dessen freien Feldern die Steine ohne zusätzliche Belastung sitzen. Gleichzeitig ist man überall auf eine durch das Mauerwerk nicht behinderte Ausdehnungsmöglichkeit der Kessel bedacht, welche sich von einem Festpunkt aus verschieben können. Etwa erforderliche Abdichtungen gegen festes Mauerwerk geschehen durch elastische Asbesteinlagen zwischen Mauerwerk und Kessel. In der späteren Zahlentafel 2 ist eine größere Zahl von Versuchen an Dampfkesseln mitgeteilt; mit Kettenrost und Ueberhitzer ausgestattete Wasserrohrkessel neuzeitlicher Konstruktion erzielen etwa 72 bis 78 vH Wirkungsgrad und gestatten dabei eine durchschnittliche Beanspruchung von 20 kg bis 30 kg Dampf auf 1 qm Kesselheizfläche. Diese Erhöhung der Wertziffern wurde vorwiegend erreicht durch

die Verbesserung des Verbrennungsprozesses,
die zweckmäßigere Art der Gasführung und
die Verbesserung des Wasserumlaufs.

Allgemein fällt die Verkürzung der Rohre der Wasserrohrkessel auf. Während sie früher in Längen bis zu 6000 mm ausgeführt wurden, sind sie bei normalen Wasserrohrkesseln jetzt durchschnittlich nur noch 4800 bis 5000 mm lang. Dadurch wird der Wasserumlauf in zweifacher Weise verbessert, indem bei gleicher Heizfläche die dem umlaufenden Wasser zur Verfügung stehende Durchtrittfläche vergrößert und der Widerstand gegen die Wasserbewegung infolge der kleineren Rohrlängen verkleinert wird. Kleinere Rohrlängen ermöglichen endlich ein leichteres Entweichen der Dampfblasen und beugen damit Wärmestauungen und Ausbeulungen der Rohre mehr vor. Neben der Verkleinerung der Rohrlänge ist meist auch die Anzahl der übereinander liegenden Rohrreihen verringert worden; von 12 bis 14 wagerechten Reihen ist man im allgemeinen auf 8 hinuntergegangen und führt die den heißen Rauchgasen am meisten ausgesetzten Rohre häufig mit etwas größerer Wandstärke als die übrigen aus. Die dadurch bedingte größere Kesselbreite gestattet das Unterbringen größerer Rostflächen und damit die Erhöhung der Dampfleistung bei gleicher Heizfläche. Eine außerordentliche Verbreitung hat der Kettenrost gefunden, der wenigstens bei größeren Kesseln den Planrost fast völlig verdrängt hat. Mit der Breite der Kettenroste geht man zuweilen bis auf 2500 mm; doch sind die Meinungen über so breite Roste sehr geteilt. Zweifellos wird bei einseitigem Antrieb der Kettenrost mit zunehmender Breite leichter klemmen, eine Breite von 2000 mm dürfte deshalb im allgemeinen die obere Grenze bilden, welche man nur notgedrungen überschreitet.

Der Wirkungsgrad einer Kesselanlage kann außer durch die stärkere Abkühlung der Rauchgase im Kessel noch erhöht werden durch Verringerung des Betrages für Ausstrahlung und Wärmeableitung durch die Kesselummantelung. Da die meisten größeren Kesselanlagen Rauchgas-Vorwärmer besitzen, wird dieser Betrag um so größer ausfallen, je größer die freien Mauerwerkflächen bis zum Ende des Vorwärmers sind. Aus dieser Erkenntnis heraus erklärt sich das Bestreben, den Vorwärmer möglichst nahe an die Kessel heranzurücken. Fig. 5 und 6 zeigen einen Wasserrohrkessel der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, bei dem er unmittelbar an der Hinterwand des Kessels und mit diesem auf gleichem Flur untergebracht ist, ohne daß die Zugänglichkeit des Kessels dadurch wesentlich beeinträchtigt würde. Die andre Möglichkeit ist die, den Rauchgas-Vorwärmer tiefer zu setzen als den Kessel, wie es von L. & C. Steinmüller im Elektrizitätswerk Lichtenberg bei Berlin ausgeführt worden ist. Diese Anlage besteht aus 3 Kesseln von je 353,8 qm wasserberührter Heizfläche, welche schon den Uebergang zu den sogenannten Hochleistungskesseln bilden, Fig. 7. Je 2 Kessel haben eine gemeinschaftliche Saugzuganlage und sind imstande, bei einer Kohle von 7500 WE Heizwert eine normale Leistung von 25 kg/qm, eine größte Dauerleistung von 30 kg/qm und eine größte vorübergehende Leistung von

[1]) s. Z. 1902 S. 926.
[2]) Schweizerische Bauzeitung 1911 Heft 19/21.

35 kg/qm zu geben. Durch die Verkleinerung der freien Mauerfläche wird auch der mit den heißen Gasen in den Schornstein gehende Abwärmeverlust verringert, da dann weniger falsche Luft in die Züge eindringt und nicht unnütz erwärmt zu werden braucht. Aus allen diesen Gründen geben manche Firmen dazu über, Rauchgas-Vorwärmer und Kessel organisch miteinander zu verbinden. Hierüber wird noch an andrer Stelle berichtet werden.

Fuchs hat an einem Steinmüller-Kessel des Elektrizitätswerkes in Straßburg Versuche vorgenommen[1]), die besonders bemerkenswert sind, weil sie im gewöhnlichen Betrieb ausgeführt wurden, nachdem der Kessel schon 1800 Stunden lang Dampf geliefert hatte. Versuch Nr. 11 in Zahlentafel 2 enthält sämtliche Angaben über einen dieser Versuche. Der Wirkungsgrad des Kessels mit Vorwärmer betrug bei einer Heizflächenbeanspruchung von 41,3 kg/qm 84,7 vH und bei 36,6 kg/qm 82,2 vH. Mit Rücksicht auf die lange Betriebsdauer müssen diese Werte ausgezeichnet genannt werden, um so mehr, als die Firma Steinmüller sie ohne grundsätzliche Aenderungen ihrer normalen Bauart erreicht, indem sie ihr Hauptaugenmerk auf die sorgfältige Bemessung der Rauchgas- und Wasserquerschnitte richtet; so bleibt sie vor allem bei

Fig. 5 und 6.

Wasserrohrkessel der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Maßstab 1 : 100.

Schnitt a-b.

[1]) Z. 1911 S. 1652.

längs liegenden Oberkesseln, die auch bei plötzlicher starker Dampfentnahme trocknen Dampf geben. In Fig. 7 sei noch auf die allmähliche Verengung der Rauchgaszüge hingewiesen, die zu dem Zweck erfolgte, um trotz der durch die Wärmeabgabe der heißen Gase herbeigeführten Volumenverminderung dauernd hohe Gasgeschwindigkeiten und damit eine gute Wärmeübertragung zu behalten.

Fig. 7.

Steinmüller-Hochleistungs-Wasserrohrkessel von 354 qm Heizfläche.

Maßstab 1 : 100.

Hochleistungskessel.

In den letzten Jahren strebten einige Fabriken eine Erhöhung der Dampfleistung durch grundsätzliche Aenderungen des gewöhnlichen Zweikammer-Wasserrohrkessels an. Mit großem Erfolg wurden die für den Landbetrieb neuartigen Kessel zuerst von Babcock & Wilcox eingeführt und sind inzwischen unter dem Namen Hochleistungskessel bekannt geworden. Man versteht unter dieser Bezeichnung im allgemeinen Wasserrohrkessel, die bei kleiner Grundfläche eine große Kesselheizfläche haben und trotz sehr starker Heizflächenanstrengung mit gutem Wirkungsgrad arbeiten. Vorgänger und Artgenossen haben die Hochleistungskessel in den Schiffskesseln, die schon seit langer Zeit spezifische Dampfleistungen geben, deren Uebertragung auf Landdampfkessel man früher wirtschaftlich für aussichtslos hielt. Eine solche Steigerung der Leistung war nur durch eine völlige Beherrschung der konstruktiven und theoretischen Grundlagen des Dampfkesselbaues möglich und bedingte die Loslösung von einer Reihe tief eingewurzelter Vorurteile.

Die Hauptgesichtspunkte, welche hierbei berücksichtigt werden mußten, waren:

1) Steigerung des Wärmedurchgangskoeffizienten a) durch möglichste Ausnutzung der Wärmeübertragung durch Strahlung und b) durch eine zweckmäßige Führung der heißen Gase, um auch die Wärmeübertragung durch Berührung zu erhöhen;

2) möglichst kleiner Strömungswiderstand innerhalb des Kessels gegen das umlaufende Kesselwasser;

3) gute Abströmverhältnisse für die in den Wasserrohren gebildeten Dampfblasen;

4) schneller Temperaturausgleich und Vermeidung schädlicher Wärmedehnungen;

5) möglichst elastische Bauart des Kessels;

6) gleichmäßiger Verbrennungsprozeß von höchstem Wirkungsgrade.

Die Erhöhung der Heizflächenbeanspruchung moderner Kessel im allgemeinen und der Hochleistungskessel im besondern kann die Lebensdauer des Kessels in zweifacher Hinsicht gefährden, indem die Wandungstemperatur der stark beanspruchten Kesselteile (Wasserrohre) zu groß werden und Ausbeulungen oder Verbrennungen der Rohre herbeiführen kann; oder wenn bei stark wechselnder Kesselbelastung die Temperatur der einzelnen Kesselteile verschieden hoch wird und infolge der ungleichmäßigen Wärmedehnungen zum Leckwerden der Nietnähte, der Einwalzstellen der Rohre usw. führt.

Ein starker Wasserumlauf gibt nun ein Mittel an die Hand, um diesen Uebelständen vorzubeugen, weil mit zunehmender Wassergeschwindigkeit der Wärmeübergang von der Rohrwand an das Wasser wächst, wodurch der Temperatursprung zwischen Rohrwand und Wasser abnimmt und die Rohrtemperatur sinkt. Je größer endlich die Geschwindigkeit des umlaufenden Wassers ist, um so weniger durchsetzt es sich bei gleicher stündlicher Dampfleistung des Kessels mit Dampfblasen. Dieser Umstand ist für die ausgedehnte, unmittelbar über dem Roste liegende und deshalb stark beanspruchte Heizfläche von Hochleistungskesseln von sehr großer Bedeutung, weil er verhindert, daß ein wesentlicher Teil des Rohrquerschnittes und der inneren Oberfläche des Rohres von Dampfblasen eingenommen und dadurch von Wasser entblößt wird. Außerdem wirkt ein starker Wasserumlauf als schneller Temperaturausgleicher für den Kessel. Ein lebhafter Wasserumlauf dient also vor allem zur »Kühlung« der Wasserrohre, verhindert Dampfblasenansammlungen im Rohr und gleicht die Temperaturen innerhalb des Kessels aus.

Auf die Erhöhung des Kesselwirkungsgrades hat er erst in zweiter Linie Einfluß, da der Wärmeübergang von den Rauchgasen an das Rohr viel geringer ist als der vom Rohr an das Wasser. Will man deshalb den Wirkungsgrad des Kessels durch Verstärkung der Wärmeaufnahmefähigkeit der Heizfläche erhöhen, so muß in erster Linie der Wärmeübergang von Rauchgas an Rohrwandnng gesteigert werden. Dies kann man durch Erhöhung der Gasgeschwindigkeit und durch Wirbelung der Rauchgase erreichen. Deshalb ist die in Lehrbüchern noch sehr verbreitete Ansicht falsch, daß kleine Gasgeschwindigkeit im Interesse eines starken Wärmeüberganges an die Heizfläche liege [1]).

Endlich wird die Gefahr schädlicher ungleicher Wärmedehnungen mit abnehmender Rohrlänge geringer, da dann die Verschiedenheit der Wärmedehnungen ihrer absoluten Größe nach abnimmt. Allerdings verlangt ein starker Wasserumlauf Schutzmaßregeln gegen Mitreißen von Wasser mit dem abströmenden Dampf, und wir werden bei den folgenden Konstruktionen den verschiedensten Vorrichtungen begegnen, welche eine möglichst vollkommene Scheidung von Wasser und Dampf zum Zweck haben. Da alle Hochleistungskessel mit reichlichen Ueberhitzern versehen sind, ist der Gefahr von Wasserschlägen damit in doppelter Weise begegnet.

Die starke Steigerung der Dampfleistung einer Einheit bei gleichzeitiger wesentlicher Erhöhung der Heizflächenbeanspruchung wäre allerdings kaum möglich gewesen ohne

[1]) Des Ingenieurs Taschenbuch »Hütte« 20. Aufl. II. Teil S. 63.

eine mechanische Feuerung, die nicht mit Rücksicht auf die Bedienung des Rostes übermäßig hohe Rostbelastung verlangt, sondern auch bei mäßiger Rostanstrengung die erforderlichen großen Rostflächen unterzubringen gestattet und bei höchstem Wirkungsgrad eine rauchfreie Verbrennung gibt.

Diesen Forderungen wird der Kettenrost in hohem Maße gerecht, da er — wenigstens bei Teilung in mehrere Einzelroste — die Unterbringung sehr großer Rostflächen unter einem Kessel zuläßt, ohne dessen zweckmäßige Abmessungen zu beeinträchtigen. Die Wärmeentwicklung erfolgt bei ihm völlig gleichmäßig bei geringem Luftüberschuß und deshalb dauernd bei hohen Temperaturen; dadurch trägt er neben dem hohen Wirkungsgrad seines Verbrennungsprozesses noch durch die hohen Verbrennungstemperaturen zu einer Steigerung des Wärmeüberganges und damit der Heizflächenausnutzung bei und machte den Bau von Hochleistungskesseln und großen Wasserrohrkesseln überhaupt erst möglich.

Fig. 8.

Babcock & Wilcox-Hochleistungskessel mit übergebautem Rauchgasvorwärmer.

Maßstab 1 : 100.

Fig. 8 zeigt einen Hochleistungskessel neuester Bauart von Babcock & Wilcox[1]) mit übergebautem Vorwärmer und einem Temperaturregler derselben Firma (s. später). Seine Wasserrohre sind nur rd. 4500 mm lang und haben 94,5/102 mm Dmr. Das Wasser läuft in diesem Kessel im Gegensatz zu gewöhnlichen Wasserrohrkesseln in den Wasserrohren von vorn nach hinten um. Zur Wasserabscheidung dienen geeignete Blecheinbauten in dem quergelegten Oberkessel. Der Dampfsammler steht durch mehrere Rohrstutzen mit dem Oberkessel in Verbindung. Durch das Querlegen des Oberkessels baut sich der Kessel breit und kurz und ermöglicht das Unterbringen großer Rostflächen; er hat 10 wagerechte Rohrreihen, die im Verein mit der dreimaligen Umlenkung der Züge die Rauchgase kräftig durchwirbeln, tote Ecken in der Rauchgasführung zu vermeiden gestatten und den Wärmeübergang von den Rauchgasen an die Rohrwand erheblich verbessern. Da die beiden unteren Rohrreihen in ihrer ganzen Länge der Strahlung des Rostes ausgesetzt sind, und da bei den hohen Temperaturen über dem Rost die Wärmeübertragung durch Strahlung diejenige durch Berührung bei weitem übertrifft, ist die hohe Leistung von 35 bis 40 kg Dampf auf 1 qm Heizfläche, die bei gutem Wirkungsgrad erzielt wird, erklärlich.

[1]) Vergl. auch Z. 1911 S. 2126.

Fig. 9 bis 11.

Borsig-Hochleistungskessel mit übergebautem Rauchgasvorwärmer.

Fig. 9. Querschnitt.

Maßstab 1 : 80.

Dem Babcock-Hochleistungskessel im Aufbau ähnlich ist der Hochleistungskessel von Borsig, Fig. 9 bis 11, von welchem unter andern einige im Mauerstraße-Kraftwerk der

Berliner Elektrizitätswerke und im Elektrizitätswerk Brandenburg[1]) aufgestellt sind. Ueber dem Kessel liegt der schmiedeiserne Rauchgasvorwärmer, eine Anordnung, welche bei dieser Art von Hochleistungskesseln bevorzugt wird. Um den vom Speisewasser ausgeschiedenen Luftblasen ein rasches Entweichen zu ermöglichen und Luftansammlungen, die das Rosten der Vorwärmerrohre begünstigen, zu verhindern, werden die Rohre schräg angeordnet (s. a. Fig. 8). Der Borsig-Kessel ist leicht zugänglich, und sein Ueberhitzer kann nach der Seite herausgezogen und auf diese Weise leicht ausgebaut werden. Ueber eine große mit Borsigschen Hochleistungskesseln ausgerüstete Anlage und die damit erzielten Erfolge wird in Kürze von andrer Seite noch ausführlich berichtet werden. Die Hochleistungskessel werden meist nicht eingemauert, sondern mit einer schmiedeisernen, mit Diatomitsteinen gefütterten Ummantelung versehen, wodurch der Platzbedarf des Kessels verringert und seine Zugänglichkeit verbessert wird. Die Verwendung des künstlichen Zuges bürgert sich bei diesen Kesseln mehr und mehr ein, da er die Anpaßfähigkeit an den stark wechselnden Betrieb erhöht und da der Platz für den Schornstein entfällt. Dem Kraftbedarf für Kettenrost- und Saugzuganlage dürften durchschnittlich 0,8 bis 2 vH der verfeuerten Kohlenmenge entsprechen. Selbstverständlich verlangen Hochleistungskessel eine sorgsame Wartung, besonders dann, wenn sie mit künstlichem Zug ausgerüstet sind, da für nachlässige Heizer die Versuchung besteht, den Rost übermäßig zu beanspruchen. Auf sauberes Speisewasser muß unbedingt geachtet werden, dieses ist aber meist ohne weiteres vorhanden, weil die mit Hochleistungskesseln arbeitenden Kraftwerke fast durchweg Dampfturbinen haben. Falsch wäre es, die Notwendigkeit reinen Speisewassers als einen wesentlichen Nachteil der Hochleistungskessel hinzustellen. Ob man im Bestreben, den Platzbedarf des Kessels möglichst zu verringern, in der Verkleinerung der Dampf- und Wasserräume von Hochleistungskesseln teilweise nicht zu weit geht, dürfte die Zukunft lehren; zweifellos stellt die Schiffskesselbauart bei unregelmäßiger Belastung an den Heizer sehr große Anforderungen.

Fig. 10.

Borsig-Hochleistungskessel während der Montage.

Fig. 11.

Einbau des Ueberhitzers und Rauchgasabzuges eines Borsig-Hochleistungskessels.

Die Herstellung der Wasserkammern von Zweikammer-Wasserrohrkesseln stellt an die Fabrikation hohe Ansprüche; wenn solche Kammern auch unbedingt betriebsicher hergestellt werden, so sind sie doch für reihenmäßige Massenfabrikation wenig geeignet. Diesem Umstand suchen die einzelnen Sektionsstücke des Babcock & Wilcox-Kessels abzuhelfen, die das schnelle Zusammensetzen beliebig großer Kessel ermöglichen. Aber auch sie verlangen noch zahlreiche Rohrverschlüsse, welche teuer sind und sorgsame Behandlung erfordern, was mit Kosten und Zeitverlust verknüpft ist.

Die von dem Ingenieur Glogner in Charlottenburg stammende Bauart umgeht die vielen Rohrverschlüsse durch die Verwendung eigenartiger Doppelrohre. Glogner nimmt an Stelle vieler Rohre von verhältnismäßig kleinem Durchmesser wenige weite Rohre, die in wagerechten Sektionalkammern eingewalzt sind und durch welche engere Rohre hindurchgehen, Fig. 12. Die Rohre werden in die Wasserkammern eingesetzt, indem man das vordere Verkleinerungsstück mit einer Sondervorrichtung in seiner Kammer festpreßt und das hintere mit einer Nickelstahlmutter leicht anzieht; dann wird das Rohr in die Verkleinerungsstücke eingewalzt, worauf die Nickelstahlmutter stramm nachgezogen wird. Kupferstulpen unterstützen das Dichten der kegeligen Einwalzstücke in den Sektionen. Beim Reinigen des Kessels werden die hinteren Muttern gelöst und die inneren Rohre durch einen Schlag mit einem Holzhammer entfernt, worauf die äußeren Rohre zur Reinigung freiliegen. Die Gasführung ist

[1]) s. Z. 1912 S. 1708.

so ausgebildet, daß die Temperatur der Innenrohre etwas tiefer liegt als die der Außenrohre; diese dehnen sich also etwas mehr aus und pressen die Sektionalkammern gegen die Dichtungsflächen der Innenrohre. Bei dem ersten Glogner-Kessel, der in der Papierfabrik Ziegenhals in Oberschlesien in ununterbrochenem Tag- und Nachtbetrieb steht, waren die Nickelstahlmuttern teilweise mit Gußkappen überdeckt, um ihr Festbrennen zu verhindern. Nach zweijährigem Dauerbetrieb waren aber auch die nicht geschützten Muttern noch tadellos erhalten, bei neueren Ausführungen läßt Glogner deshalb alle Gußkappen weg.

Fig. 12. Doppelrohr zum Glogner-Kessel. (Unterste Rohrreihe.)

Fig. 13 und 14 zeigen einen Schnitt durch einen Glogner-Kessel neuester Ausführung. Das Rohrbündel ist ziemlich stark geneigt; der Wasserrücklauf erfolgt durch Rohre, die unmittelbar in die Oberkessel eingewalzt sind und nur noch wenig Wärme aufnehmen. Die Innenrohre der über dem Rost liegenden Rohrreihe haben bedeutend kleineren Durchmesser als die übrigen Innenrohre, um die am meisten der Hitze ausgesetzten Rohre recht ausgiebig mit Wasser zu versorgen; hierzu tragen noch besondere Fallrohre zwischen dem hinteren Oberkessel und der hinteren, tiefsten Sektionalkammer bei, die dieser unmittelbar Wasser zuführen. Die dem gewöhnlichen Wasserrohrkessel gegenüber erreichte Einfachheit beweist der Umstand, daß z. B. ein Wasserrohrkessel der bekannten Bauart von 250 qm Heizfläche etwa 150 Rohre mit 300 Rohrverschlüssen hat, während ein ebenso großer Glogner-Kessel nur 48 Doppelrohre mit 48 Verschraubungen enthält. Der erste mit einem Bamag-Kettenrost ausgerüstete Glogner-Kessel wurde von Professor Josse im Mai 1910 eingehend untersucht, nachdem er zuvor schon längere Zeit im Betrieb gewesen war. Als Brennstoff diente oberschlesische Gruskohle von 6680 WE Heizwert, die stark mit Kohlenstaub durchsetzt war und sich für den Kettenrost nur wenig eignete. Die Versuche hatten folgende Hauptergebnisse:

Versuchsdauer	8 st
stündlich auf 1 qm Heizfläche erzeugte Dampfmenge	20,5 kg
Temperatur des Speisewassers	50° C
» überhitzten Dampfes	283 »
» der Abgase im Fuchs	296 »
absoluter Dampfdruck	12,3 at
Analyse der Rauchgase im Fuchs:	
Kohlensäure	11,3 vH
Sauerstoff	8,1
Stickstoff	80,6 »
Kesselwirkungsgrad	75

Der Brennstoff wurde somit sehr gut ausgenutzt, um so mehr, als es sich um den ersten Kessel der neuen Bauart handelte.

Fig. 13 und 14. Glogner-Wasserrohrkessel, gebaut von C. Melzer.
Maßstab 1 : 80.

Einen dem Glogner-Doppelrohr ähnlichen Aufbau hat der Glogner-Ueberhitzer, über den ich an andrer Stelle ausführliche Mitteilungen gemacht habe[1]).

An dem Glogner-Kessel wurden neben den üblichen Verdampfungsversuchen eingehende Temperaturmessungen in

[1]) Zeitschrift für praktischen Maschinenbau 1912 Heft 11.

den Rauchzügen vorgenommen. Die Verbrennungstemperatur wurde aus dem Heizwert berechnet. Da die unterste Rohrreihe des ersten Glogner-Kessels etwa zur Hälfte unmittelbar über dem Rost lag, Fig. 17, und von den darüberliegenden Rohren durch eine Schamottewand abgetrennt war, mußte sich hier der Einfluß der Strahlung besonders stark geltend machen. Dies kommt denn auch in den ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten treffend zum Ausdruck, die in Zahlentafel 1 Versuchswerten gegenübergestellt sind, die Fuchs an zwei Wasserrohrkesseln normaler Bauart, aber mit verschieden ausgebildeter Rauchgasführung, Fig. 15 und 16, ermittelt hat[1]). Obgleich der Wärmedurchgangskoeffizient der unmittelbar über dem Rost liegenden Rohre nur annähernd richtig bestimmt werden kann, weil dort die einwandfreie Temperaturmessung der Rauchgase große experimentelle Schwierigkeiten bereitet und ihre rechnerische Ermittlung nur unter gewissen Annahmen möglich ist, gibt er doch ein ausreichend zuverlässiges Bild von der Größenordnung der Strahlungswirkung und beweist überzeugend ihre große Bedeutung für den Dampfkesselbau. Durch ihre weitestgehende Ausnutzung erscheinen auch in Zukunft noch mancherlei Verbesserungen möglich.

Vielversprechend sind die Versuche von Prof. W. H. Bone, der durch sogenannte Oberflächenverbrennung und durch weitestgehende Benutzung der strahlenden Wärme mit einem besonders konstruierten Heizrohrkessel von 110 Rohren, der

Zahlentafel 1.
Zusammenstellung der Wärmedurchgangskoeffizienten verschiedener Kesselbauarten.

Zweikammer-Wasserrohrkessel.

Rostfläche	3,6 qm
Kesselheizfläche	110,6 »
Heizwert der Steinkohle	7186 WE
Beanspruchung der Heizfläche	24,85 kg/qm

Fig. 15

	Wärmedurchgangskoeffizient vordere Hälfte WE	Wärmedurchgangskoeffizient hintere Hälfte WE	Wassergeschwindigkeit m/sk
Rohrreihe 1	54,50	16,26	0,980
» 2	29,98	14,29	0,597
» 3	21,76	13,73	0,459
» 4	21,35	13,42	0,328
» 5	20,75	13,01	0,305
» 6	20,61	13,04	0,275
» 7	16,65	12,82	0,135
» 8	16,41	12,56	0,033

[1]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 22 u. Z. 1909 S. 262.

Zweikammer-Wasserrohrkessel mit Halbgasfeuerung von Kellmann & Völcker.

Rostfläche	10,0 qm
Kesselheizfläche	267 »
Heizwert der Braunkohle	2019 WE
Beanspruchung der Heizfläche	19,19 und 23,6 kg/qm

Fig. 16.

Heizflächenbeanspruchung in kg/qm	19,19	23,61
Wärmedurchgangskoeffizient zwischen Punkt 1 und 2	51,5	58,8
» » » 3 » 4	29,0	32,8

Glogner-Kessel mit Bamag-Kettenrost.

Rostfläche	7,2 qm
Kesselheizfläche	240,8 »
Heizwert der Steinkohle	6680 WE
Beanspruchung der Heizfläche	20,5 kg/qm

Fig. 17.

Wärmedurchgangskoeffizient zwischen	WE
Punkt 1 und 2	93,5
» 2 » 3	49,7
» 4 » 5	25,3

Anm.: Wärmedurchgangskoeffizient = Anzahl WE, welche in 1 st auf 1 qm Heizfläche und 1° C Temperaturunterschied zwischen wärmeabgebendem und -aufnehmendem Körper übertragen werden.

für eine Dampfleistung von etwa 2500 kg/st gebaut und an die Skinningrove Iron Co. geliefert worden ist, eine Verdampfung von rd. 100 kg auf 1 qm Heizfläche bei einem vorzüglichen Wirkungsgrad erzielte[1]).

[1]) Zeitschrift für praktischen Maschinenbau 1912 27. März: Engineering 1912 S. 632.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber die Wahl der Geschwindigkeitsdiagramme von Francis-Turbinen.[1])

Von K. Körner.

Wie schon Rateau[2]) gezeigt hat, ist von der Wahl einzelner Elemente der Geschwindigkeitsdiagramme von Turbinen unter sonst gegebenen Bedingungen oder Annahmen auch die Größe des hydraulischen Wirkungsgrades abhängig, der unter günstigsten Verhältnissen seinen größten Wert erreicht. Rateau hat auch angegeben, wie unter Voraussetzung gleichbleibenden Ueberdruckes und absoluten Eintrittwinkels und unter Festhalten gleichen relativen Eintrittwinkels und Durchmesserverhältnisses die günstigste Umfangsgeschwindigkeit einfach auf zeichnerischem Wege gefunden werden kann.

Man kann die Lösung natürlich auch rechnerisch finden und dann auch andre Voraussetzungen zugrunde legen, z. B. annehmen, daß wie dort die absolute Eintrittgeschwindigkeit

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Mechanik und Wasserkraftmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Rateau, Traité des turbo-machines, S. 75. Paris, Dunod.

nach Größe und Richtung und das Durchmesserverhältnis gleichbleiben, statt des Austrittwinkels aber die Größe der Meridiankomponente der absoluten Austrittgeschwindigkeit festgehalten werden soll, oder man kann neben dem absoluten Eintrittwinkel die tangentielle Komponente der absoluten Eintrittgeschwindigkeit gleich lassen usw.

Es würde zu weit führen, diese Rechnungen hier durchzuführen; mit Rücksicht auf die verhältnismäßige Einfachheit der Lösung sollen deshalb nur folgende Annahmen gemacht werden:

Es sei angenommen, daß die Meridiankomponente der absoluten Austrittgeschwindigkeit $\underline{c_{m2}}$ gleichbleibt, und das Durchmesserverhältnis $\frac{D_2}{D_1} = \sigma$ und die Umfangsgeschwindigkeit u_1 sollen vorläufig festgehalten werden. (Die unterstrichenen Geschwindigkeitsbezeichnungen sollen stets die sogenannte spezifische Geschwindigkeit vorstellen.) Diese Annahme ist um so natürlicher, als für jede spezifische Drehzahl $n_s = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}$ von vornherein die Werte von $\underline{u_1}$ und $\underline{c_{m2}}$ mit mehr oder weniger Sicherheit gewählt werden können. Ueber die Wahl von σ soll noch später gesprochen werden.

Die Eulersche Hauptgleichung

$$\frac{\varepsilon}{2} = \underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} - \underline{c_{u2}}\,\underline{u_2}$$

soll nun so umgeformt werden, daß nur noch eine Veränderliche darin verbleibt, und diese soll $\underline{c_{u1}}$ sein. Aus dem Austrittdreieck, Fig. 1, geht hervor:

$$\underline{c_{u2}} = \underline{u_2} - \sqrt{\underline{w_2}^2 - \underline{c_{m2}}^2}\,,$$

aus dem Eintrittdreieck:

$$\underline{w_1}^2 = \underline{c_1}^2 + \underline{u_1}^2 - 2\,\underline{u_1}\,\underline{c_{u1}}.$$

Fig. 1.

Die relative Energiegleichung kann geschrieben werden:

$$(1 + \zeta_r)\,\underline{w_2}^2 = \underline{w_1}^2 + \varrho' - \underline{u_1}^2 + \underline{u_2}^2$$

mit $\zeta_r\,\underline{w_2}^2$ als Laufradverlust und ϱ' als Radüberdruck. Nimmt man stoßlosen Eintritt an, so kann

$$\varrho' = \varrho = \frac{p_0 - p_2}{\gamma H}$$

gesetzt werden, sowie

$$c_1 = c_0,$$

wenn von Querschnittänderungen beim Uebergang vom Leitrade zum Laufrad abgesehen wird. Berichtigungen hierfür sind nachträglich möglich.

Den Zusammenhang zwischen ϱ und c_0 wollen wir in folgender Weise darstellen: Ist p_e der Druck und c_e die Geschwindigkeit beim Eintritt in die Turbine, der in der Höhe H_e über dem Unterwasserspiegel liegt, so ist der Druck p_0 beim Austritt aus der Leitvorrichtung in der Höhe H_0 gegeben durch

$$\frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{c_e^2 - c_0^2}{2g} + H_e - H_0 - \zeta_1 H$$

mit ζ_1 als Widerstandskoeffizient für die Zuleitung in den ruhenden Kanälen bis zum betreffenden Querschnitt. Im Saugrohr ist am Austritte des Laufrades noch die Strömungsenergie

$$\frac{p^2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + H_2$$

vorhanden. Als Verluste betrachten wir die der tangentiellen Komponente von c_2 entsprechende Geschwindigkeitshöhe von $\frac{c_{u2}^2}{2g}$, ferner einen Betrag $\zeta_2 H$ als Reibungs- und Wirbelverlust, der dem Quadrate der Meridiangeschwindigkeit proportional ist. Vom Uebergangsverluste durch Aenderung der Endgeschwindigkeit des Saugrohres in die Kanalgeschwindigkeit sehen wir ab (Aspirator). Dann ist

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{c_a^2 - c_2^2 + c_{u2}^2}{2g} - H_2 + \zeta_2 H,$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{c_a^2 - c_{m2}^2}{2g} - H_2 + \zeta_2 H.$$

Zieht man diese Gleichung von der für p_0 ab, so ergibt sich mit $\frac{p_0 - p_2}{\gamma} = \varrho H$:

$$\varrho H = \frac{p_e - p_a}{\gamma} + \frac{c_e^2 - c_0^2 + c_a^2 + c_{m2}^2}{2g} + H_e - H_0 + H_2 - (\zeta_1 + \zeta_2)\,H.$$

Nun ist das verfügbare Gefälle

$$H = \frac{p_e - p_a}{\gamma} + \frac{c_e^2 - c_a^2}{2g} + H_e,$$

somit

$$\varrho H = H - H_r - \frac{c_0^2 - c_{m2}^2}{2g} - \zeta_a H,$$

worin $H_r = H_0 - H_2$ die Radhöhe und $\zeta_a = \zeta_1 + \zeta_2$ ist.

Vernachlässigt man noch H_r, so wird

$$\varrho = 1 - \zeta_a - \underline{c_0}^2 + \underline{c_{m2}}^2.$$

Mit diesen Werten wird

$$(1 + \zeta_r)\,\underline{w_2}^2 = 1 - 2\,\underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} + \underline{u_2}^2 - \zeta_a + \underline{c_{m2}}^2,$$

unabhängig von ϱ, c_1 oder $\underline{c_{m1}}$.

Setzt man nun den Wert von $\underline{w_2}^2$ in die erste Gleichung für $\underline{c_{u2}}$ ein, so wird

$$\underline{c_{u2}} = \underline{u_2} - \sqrt{\frac{1 - \zeta_a + \underline{c_{m2}}^2 - 2\,\underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} + \underline{u_2}^2}{1 + \zeta_r} - \underline{c_{m2}}^2}$$

$$= \underline{u_2} - \sqrt{\frac{1 - \zeta_a - 2\,\underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} + \underline{u_2}^2 - \zeta_r\,\underline{c_{m2}}^2}{1 + \zeta_r}}$$

und

$$\frac{\varepsilon}{2} = \underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} - \underline{u_2}^2 + \underline{u_2}\sqrt{\frac{1 - \zeta_a - 2\,\underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} + \underline{u_2}^2 - \zeta_r\,\underline{c_{m2}}^2}{1 + \zeta_r}}\,.$$

Hierin kommen nur noch die als konstant vorausgesetzten Größen $\underline{u_1}$, $\underline{u_2}$ und $\underline{c_{m2}}$ und die Koeffizienten ζ_a und ζ_r vor[1]).

Um den Höchstwert von ε zu finden, differenziert man nach $\underline{c_{u1}}$ und setzt den Differentialquotienten gleich 0; es wird demnach

$$0 = 1 - \frac{\underline{u_2}}{\sqrt{(1 + \zeta_r)(1 - \zeta_a - 2\,\underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} + \underline{u_2}^2 - \zeta_r\,\underline{c_{m2}}^2)}}\,,$$

woraus folgt:

$$2\,\underline{c_{u1}}\,\underline{u_1} = 1 - \zeta_a - \zeta_r\,\underline{c_{m2}}^2 + \underline{u_2}^2\,\frac{\zeta_r}{1 + \zeta_r}$$

oder

$$\underline{c_{u1}} = \frac{1 - \zeta_a - \zeta_r\,\underline{c_{m2}}^2}{2\,\underline{u_1}} + \frac{\sigma^2\,\underline{u_1}}{2}\,\frac{\zeta_r}{1 + \zeta_r}.$$

Mit diesem Werte wird

$$\varepsilon = 1 - \zeta_a - \zeta_r\,\underline{c_{m2}}^2 - \frac{\zeta_r}{1 + \zeta_r}\,\underline{u_2}^2.$$

Nach dem früher Gesagten ist auch

$$\varepsilon = 1 - \zeta_a - \zeta_r\,\underline{w_2}^2 - \underline{c_{u2}}^2,$$

woraus folgt:

$$\underline{w_2}^2 = \underline{c_{m2}}^2 + \frac{\underline{u_2}^2}{1 + \zeta_r} - \frac{\underline{c_{u2}}^2}{\zeta_r}\,,$$

ein Wert, der mit dem Pfarrschen Vorschlag

$$\underline{w_2} = \underline{u_2}$$

zu vergleichen wäre.

[1]) Genau genommen hängt ζ_a von c_{u1} ab, daher wird der berechnete Höchstwert, dessen Lage sehr von der Genauigkeit der Verlustwerte abhängt, unsicher.

Weiter kann man finden:

$$c_{u2}\, u_2 = c_{u1}\, u_1 - \frac{\varepsilon}{2}$$

$$c_{u2} = \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r}\, u_2 = \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r}\, \sigma\, u_1.$$

Damit wird dann auch

$$w_2^2 = c_{m2}^2 + \frac{u_2^2}{(1+\zeta_r)^2} = c_{m2}^2 + w_{u2}^2.$$

Nimmt man demnach u_1 an, so kann man sofort c_{u1} und c_{u2} finden, wobei c_{m1} ganz willkürlich ist. Aus dem Werte für ε ersieht man sofort, daß für gleichbleibende Werte von ζ_a, ζ_r und c_{m2} die Umfangsgeschwindigkeit u_2, also auch σ so klein als möglich sein sollte. In der Tat wird damit $\zeta_1 = \zeta' c_0^2$, besonders aber ζ_r auch wegen der verschiedenen Schaufelteilung (lange Schaufeln mit großer Wasserreibung, dafür großer Teilung und umgekehrt) stark veränderlich, und bevor man diese Veränderlichkeiten genauer kennt, kann man über die Wahl von σ aus diesen Gleichungen nichts entnehmen, wenn man nicht vorzieht, c_{u2} von vornherein mit Rücksicht auf die Belastungsverhältnisse zu wählen. Da σ für jede Teilturbine verschieden ist, wird bei überall gleich gewählter Umfangsgeschwindigkeit u_1 c_{u2} für die einzelnen Teilturbinen verschieden groß ausfallen, und zwar einfach im Verhältnis von u_2 oder D_2, wenn ζ_r überall gleich ist. Auch c_{u1} wächst für gleichbleibendes u_1 mit σ. Will man daher bei Normalbeaufschlagung den Wert c_0 und damit c_{u1} entsprechend einem nur geringen Druckunterschiede längs der Eintrittkante nahezu gleich erhalten, so muß für ein kleineres σ auch u_1 kleiner werden, also die Eintrittkante gegen die Achse geneigt sein. Die günstigsten Diagramme für die innere und äußere Teilturbine werden also auch für den Eintritt etwas verschieden sein.

Für die Wahl der Diagramme sind aber noch andre Umstände maßgebend als der beste hydraulische Wirkungsgrad bei günstigster Beaufschlagung; denn zumeist verlangt man auch, daß bei geänderter Wassermenge noch möglichst wenig Verluste auftreten sollen. Wenn die Beaufschlagung nur innerhalb mäßiger Grenzen geändert wird, kann man wohl die Meridianstromlinien als konstant verlaufend betrachten[1]. Man kann unter dieser Voraussetzung leicht die Diagramme für die verschiedenen Belastungen finden. Bezeichnet man mit λ das Beaufschlagungsverhältnis:

$$\lambda = \frac{Q_\lambda}{Q},$$

so gelten für den allgemeinen Fall folgende Bezeichnungen, Fig. 2:

$$c_{u1\lambda} = x$$

$$c_{m1\lambda} = y = \lambda\, c_{m1}, \text{ woraus folgt: } \lambda = \frac{y}{c_{m1}}$$

$$c_{0\lambda}^2 = x^2 + y^2$$

$$c_{m2\lambda} = \lambda\, c_{m2} = y\, \frac{c_{m2}}{c_{m1}}$$

$$c_{u2\lambda} = u_2 - \lambda\, w_2 \cos\beta_2 = u_2 - y\, \frac{w_2}{c_{m1}} \cos\beta_2, \text{ weil}$$

$$w_{2\lambda} = \lambda\, w_2 = y\, \frac{w_2}{c_{m1}}$$

$$w_{1\lambda} = \lambda\, w_1 = y\, \frac{w_1}{c_{m1}}$$

$$w_{s\lambda} = x - (u_1 - w_{1\lambda} \cos\beta_1) = x - u_1 + y\, \frac{w_1}{c_{m1}} \cos\beta_1.$$

Wir betrachten eine, z. B. die mittlere der Teilturbinen; ähnlich wie früher wird

$$\varepsilon = 1 - \zeta_a - \zeta_r\, w_{2\lambda}^2 - c_{u2\lambda}^2 - w_{s\lambda}^2$$

mit w_s^2 als Stoßverlust, der hier nur bei normaler Balastung vermieden werden kann.

[1] R. v. Mises. Theorie der Wasserräder. Auch meine Nachrechnungen hierüber stimmen damit überein und sollen durch Versuche bestätigt werden.

Fig. 2.

Wir setzen ferner

$$\zeta_a = \zeta'\, c_{0\lambda}^2 + \zeta''\, c_{m2\lambda}^2$$

und erhalten damit

$$2\, c_{m\lambda}\, u_1 = 1 - \zeta'\, c_0^2 - \zeta''\, c_{m2}^2 - c_{u2\lambda}^2 - \zeta_r\, w_{2\lambda}^2 - w_{s\lambda}^2 + 2\, c_{u2\lambda}\, u_{2\lambda}.$$

Setzt man die obigen Werte in diese Gleichung ein, so ergibt sich

$$(1+\zeta')\, x^2 + [\zeta'\, c_{m1}^2 + \zeta''\, c_{m2}^2 + w_1^2 \cos^2\beta_1 + w_2^2 (\zeta_r + \cos^2\beta_2)]\, \frac{y^2}{c_{m1}^2} + 2\, \frac{w_1}{c_{m1}} \cos\beta_1\, x\, y - 2\, \frac{u_1\, w_1}{c_{m1}} \cos\beta_1\, y = 1 - u_1^2 + u_2^2.$$

Diese Gleichung stellt eine Ellipse dar, auf der sich der Punkt B_λ bewegt. Um sie rasch angenähert zeichnen zu können, hat man einmal den Punkt B, durch den sie hindurchgehen muß, dann den Punkt B_0 für

$$y_0 = 0,$$

der gegeben ist durch

$$x_0 = \sqrt{\frac{1 - u_1^2 (1 - \sigma^2)}{1+\zeta'}}.$$

Man kann ferner in B_0 und B die Tangenten an die Kurve leicht finden, da sich durch Differentiation ergibt:

$$(1+\zeta')\, x + \frac{w_1}{c_{m1}} \cos\beta_1\, y + \Big\{ [\zeta'\, c_{m1}^2 + \zeta''\, c_{m2}^2 + w_1^2 \cos^2\beta_1 + w_2^2 (\zeta_r + \cos^2\beta_2)]\, \frac{y}{c_{m1}} + \frac{w_1}{c_{m1}} \cos\beta_1\, (x - u_1) \Big\}\, y' = 0.$$

Für B_0 mit $y_0 = 0$ wird demnach

$$y_0' = - \frac{c_{m1}\,(1+\zeta')\, x_0}{w_1 \cos\beta_1\, (x_0 - u_1)} = - \frac{\operatorname{tg}\beta_1\, (1+\zeta')\, x_0}{x_0 - u_1}.$$

Danach wird $y_0' = \infty$, wenn entweder $x_0 = u_1$ oder $\beta_1 = \frac{\pi}{2}$ wird. Ersteres tritt ein für

$$u_1 = \sqrt{\frac{1 - u_1^2 (1 - \sigma^2)}{1+\zeta'}}$$

oder

$$u_1 = \frac{1}{\sqrt{2 + \zeta' - \sigma^2}}.$$

Ist u_1 kleiner, so wird y_0' negativ, ist u_1 größer, wird y_0' positiv.

In gleicher Weise ergibt sich für den Punkt B mit $y = c_{m1}$ und $x = c_{u1}$:

$$y' = - \frac{c_{m1}\,(u_1 + \zeta'\, c_{u1})}{\zeta'\, c_{m1}^2 + \zeta''\, c_{m2}^2 + w_2^2 (\zeta_r + \cos^2\beta_2)}.$$

Wählt man für die normale Belastung die oben gefundenen günstigsten Verhältnisse, so wird

$$w_2 \cos\beta_2 = u_2 - c_{u2} = \frac{u_2}{1+\zeta_r}$$

und daher

$$y' = - \frac{c_{m1}\,(u_1 + \zeta'\, c_{u1})}{\zeta'\, c_{m1}^2 + \zeta''\, c_{m2}^2 + \zeta_r\, w_2^2 + \frac{u_2}{(1+\zeta_r)^2}},$$

worin noch die Werte für c_{u1} und w_2 einzusetzen wären, woraus bei Vernachlässigung höherer Ordnungen von ζ folgt:

$$y' = -\frac{c_{m1}(2u_1^2 + \zeta')}{2u_1[\zeta' c_{m1}^2 + (\zeta'' + \zeta_r)c_{m2}^2 + u_2^2(1 - \zeta_r)]}.$$

Vernachlässigt man alle Widerstände, so wird

$$y' = -\frac{u_1 c_{m1}}{u_2^2} = -\frac{c_{m1}}{\sigma^2 u_1^2},$$

was zur überschlägigen Beurteilung oft ausreicht.

Aus den hier gefundenen Werten von x_0 und y' ersieht man sofort den Einfluß von σ auf die Entwicklung der »B-Linie«; sie wird stets für kleinere Werte von σ näher an A, also steiler verlaufen. In Fig. 3 bis 5 ist dargestellt, wie sich die Verhältnisse bei Normal-, Schnell- und Langsamläufern hiernach etwa ergeben. Insbesondere bei Schnellläufern ist die Möglichkeit geboten, die Annahme so zu treffen, daß bei kleinen Belastungsänderungen kein Stoß auftritt, also der Wirkungsgrad am wenigsten beeinflußt wird. Es soll dann

Fig. 3. Normalläufer.

Fig. 4. Schnellläufer.

Fig. 5. Langsamläufer.

$$y' = -\operatorname{tg}\beta_1 = -\frac{c_m}{u_1 - c_{u1}}$$

sein, d. h.

$$\frac{u_1 + \zeta' c_{u1}}{\zeta' c_{m1}^2 + \zeta'' c_{m2}^2 + w_2^2(\zeta_r + \cos^2\beta_2)} = \frac{1}{u_1 - c_{u1}}.$$

Mit

$$\zeta' c_{m1}^2 + \zeta'' c_{m2}^2 = \zeta_a - \zeta' c_{u1}^2,$$

$$w_2^2 = c_{m2}^2 + \frac{u_2^2}{(1+\zeta_r)^2}$$

und

$$w_2 \cos\beta_2 = u_2 - c_{u2} = \frac{u_2}{1+\zeta_r}$$

ergibt sich

$$u_1^2 - u_1 c_{u1}(1 - \zeta') - \zeta_a + \zeta_r c_{m2}^2 + \frac{\sigma^2 u_1^2}{1+\zeta_r}.$$

Setzt man

$$2 c_{u1} u_1 = 1 - \zeta_a - \zeta_r c_{m2}^2 + u_2^2 \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r},$$

so erhält man

$$2u_1^2 - (1-\zeta')\left(1 - \zeta_a - \zeta_r c_{m2}^2 + \sigma^2 u_1^2 \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r}\right) = 2\zeta_a + 2\zeta_r c_{m2}^2 + \frac{2\sigma^2 u_1^2}{1+\zeta_r}.$$

Unter Vernachlässigung höherer Ordnungen von ζ folgt der Wert

$$\sigma = \frac{1}{u_1}\sqrt{u_1^2 - \tfrac{1}{2} - \frac{\zeta_a + \zeta_r(c_{m2}^2 - u_1^2 + \tfrac{1}{2}) - \zeta'}{2}}.$$

Für größere Belastungsänderungen könnte man auch $x_0 = u_1$ als Grenze annehmen und würde damit erhalten:

$$\sigma = \sqrt{2 + \zeta' - \frac{1}{u_1^2}} = \frac{1}{u_1}\sqrt{2u_1^2 - 1 + \zeta' u_1};$$

dieser Wert ist aber etwas zu groß[1]).

Jedenfalls sieht man aus den Ergebnissen, daß mit sinkender Größe von σ auch u_1 kleiner werden soll, was wieder der Schrägstellung der Eintrittkante bei Schnellläufern entspricht.

Mit Hülfe dieser Konstruktion kann man auch leicht die Druckverhältnisse beim Eintritt in das Laufrad studieren. Man sieht sogleich, daß für eine gegebene Belastung und Beaufschlagung der Winkel α_λ gegeben ist, und da er über die ganze Breite der Leitvorrichtung gleich bleibt, sind auch die Werte c_0 für alle Teilturbinen festgelegt. Nun ist

$$\varrho = 1 - c_0^2 - \zeta_a + c_{m2}^2 = \frac{p_0 - p_2}{\gamma H},$$

also

$$\frac{p_0}{\gamma H} = 1 - c_0^2 - \zeta_a + c_{m2}^2 + \frac{p_2}{\gamma H}.$$

Nimmt man z. B.

$$c_{m2}^2 + \frac{p_2}{\gamma H} - \zeta_a = \varkappa$$

als gleichbleibend an, was wohl zulässig ist, so wird

$$\frac{p_0}{\gamma H} = 1 - c_0^2 + \varkappa.$$

Die Abhängigkeit von p_0 und σ ist am einfachsten graphisch zu ermitteln, indem man die Werte von c_0 bestimmt. Macht man für die mittlere Teilturbine

$$\frac{y_m}{c_{m1}} = \lambda,$$

so ist hierfür

$$(1+\zeta')x_m^2 + 2\lambda w_1 \cos\beta_1 x_m = 1 - u_1^2(1-\sigma_m^2) - [\zeta' c_{m1}^2 + \zeta'' c_{m2}^2 + w_1^2\cos^2\beta_1 + w_2^2(\zeta_r + \cos^2\beta_2)]\lambda^2 + 2\lambda u_1 w_1 \cos\beta_1.$$

Daraus ergibt sich x_m und

$$\operatorname{tg}\alpha_\lambda = \frac{y_m}{x_m} = \frac{\lambda c_{m1}}{x_m}.$$

Dann ist für jedes σ

$$y = x \operatorname{tg}\alpha_\lambda,$$

somit

$$\left\{1 + \zeta' + [\zeta' c_{m1}^2 + \zeta'' c_{m2}^2 + w_1^2\cos^2\beta_1 + w_2^2(\zeta_r + \cos^2\beta_2)]\frac{\operatorname{tg}^2\alpha_\lambda}{c_{m1}^2} + 2 w_1 \cos\beta_1 \frac{\operatorname{tg}\alpha_\lambda}{c_{m1}}\right\} x^2 - 2 u_1 w_1 \cos\beta_1 \frac{\operatorname{tg}\alpha_\lambda}{c_{m1}} x = 1 - u_1^2(1-\sigma^2)$$

die Gleichung für x und σ, während

$$c_0 = \sqrt{x^2 + y^2} = x\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha_\lambda}$$

ist. Der Zusammenhang zwischen c_0 und σ ist wieder durch eine Kurve zweiter Ordnung gegeben, und da p_0 leicht festzustellen ist[2]), so kann damit die Rechnung nachgeprüft werden.

[1]) Wo diese Werte aus konstruktiven Gründen für die mittlere Teilturbine nicht erreichbar sind, muß man sich mit ihrer Anwendung auf die innere Teilturbine begnügen.

[2]) Neeser, Bulletin technique de la Suisse romande 1906.

Auf die hier dargestellte Art kann man bei Wahl gewisser Größen, insbesondere von u_1 und c_{m2}, die günstigsten Werte von c_{u1}, c_{u2} und σ bestimmen, wenn auch, wie bereits erwähnt, diese Werte wegen der Ungenauigkeit der Annahmen nur angenähert dem größten hydraulischen Wirkungsgrad entsprechen werden und außerdem mit Rücksicht auf konstruktive Forderungen nicht in allen Fällen erreichbar sind. Es wird sich nun auch noch darum handeln, bei Kenntnis der »spezifischen Umlaufzahl« n_s die grundlegenden Werte u_1 und c_{m2} selbst in bester Weise festzulegen. Diese beiden Werte sind voneinander abhängig, wenn das Radprofil gegeben ist, und dieses wird umgekehrt durch ihre Wahl teilweise bestimmt. Ist nämlich bei Normal- und Schnellläufern der Querschnitt, d. i. die Rotationsfläche, die zu den Meridianstromlinien normal liegt, für den mittleren Austrittpunkt

$$F_2 = \frac{D_2'^2 \pi}{4},$$

so kann man angenähert als Mittelwert schreiben:

$$c_{m2} = \frac{Q}{F_2 \sqrt{2gH}} = \frac{4Q}{D_2'^2 \pi \sqrt{2gH}}.$$

Aehnlich ist nach Fig. 6

$$b D_1^2 \pi c_{m1} = \frac{Q}{\sqrt{2gH}}, \text{ oder mit } \pi b c_{m1} = S:$$

$$S D_1^2 = \frac{Q}{\sqrt{2gH}},$$

worin S die relative Schluckfähigkeit bezeichnen soll.

Fig. 6. Radprofil.

Führt man den Wert

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{\eta\, Q H\, 1000}{75 \sqrt{H}}}$$

ein, indem man

$$n = \frac{60 u_1 \sqrt{2gH}}{\pi D_1}$$

setzt, so ergibt sich

$$u_1 = \frac{n_s D_1 \pi}{60} \sqrt{\frac{75 \sqrt{H}}{2g \eta Q\, 1000}} \text{ und mit } D_1^2 = \frac{Q}{S \sqrt{2gH}}$$

$$u_1 = \frac{n_s \pi}{60} \sqrt{\frac{75}{\eta S 2g \sqrt{2g}\, 1000}}$$

$$u_1 = C \frac{n_s}{\sqrt{\eta S}} \quad \ldots\ldots \quad C = 0{,}00154,$$

ein bereits bekannter Zusammenhang.

Schreibt man ferner:

$$D_2' = k D_1,$$

so wird

$$c_{m2} = \frac{4Q}{k^2 D_1^2 \pi \sqrt{2gH}},$$

oder mit Einführung der Größe

$$S = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{2gH}}$$

$$c_{m2} = \frac{4S}{k^2 \pi}.$$

Für Langsamläufer wäre bei angenommenem Profil zu setzen:

$$c_{m2} = \frac{Q}{b_2 D_2^2 \pi \sqrt{2gH}}.$$

Ich will hier nur die erstgenannten Räder in Rechnung ziehen. Mit den betreffenden Werten wird

$$\varepsilon = 1 - \zeta_a - \zeta_r c_{m2}^2 - u_2^2 \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r}$$

$$= 1 - \zeta' c_0^2 - (\zeta'' + \zeta_r) c_{m2}^2 - \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r} \sigma^2 u_1^2$$

$$= 1 - \zeta' c_0' - (\zeta'' + \zeta_r) \frac{16 S^2}{k^4 \pi^2} - \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r} \frac{\sigma^2 C^2 n_s^2}{\eta S}.$$

Nun wird wohl auch c_0 von u_1 abhängen; denn es ist

$$c_0^2 = c_{u1}^2 + c_{m1}^2,$$

und sowohl c_{u1} als auch c_{m1} ändern sich mit u_1. Wir wollen aber der Einfachheit halber den Verlust bis zum Ende der Leitvorrichtung, der ja sicher nicht sehr wechselnd ist, als gleichbleibend ansehen. Dann wird ε ein Höchstwert für

$$\frac{32(\zeta'' + \zeta_r)}{k^4 \pi^2} S = \frac{\zeta_r}{1+\zeta_r} \frac{C^2 \sigma^2 n_s^2}{\eta S^2},$$

oder für

$$S^3 = \frac{\zeta_r}{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)} \frac{\pi^2 C^2 \sigma^2 k^4 n_s^2}{32 \eta}.$$

Setzt man hierin, als Annäherung gültig, $\sigma = 0{,}71\, k$, weil $D_2 = \frac{D_2'}{\sqrt{2}}$, so ergibt sich:

$$S = 0{,}00716\, k^2 \sqrt[3]{\frac{\zeta_r}{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)}} \sqrt[3]{\frac{n_s^2}{\eta}}.$$

Damit wird auch

$$u_1 = \frac{C n_s}{\sqrt{\eta S}} = \frac{0{,}0182}{k} \sqrt[6]{\frac{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)}{\zeta_r}} \sqrt[3]{\frac{n_s^2}{\eta}}$$

oder

$$u_1 = \frac{2{,}53}{k^3} \sqrt{\frac{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)}{\zeta_r}} S.$$

Ferner wird

$$c_{m2} = 0{,}00912 \sqrt[3]{\frac{\zeta_r}{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)}} \sqrt[3]{\frac{n_s^2}{\eta}} \; ^{1)}$$

unabhängig von k.

Mit diesem Wert von c_{m2}, den man unter Schätzung der Werte von ζ_r und ξ'' findet, und bei erfahrungsmäßiger Annahme von u_1 sind dann auch k und S nach folgenden Ausdrücken zu finden:

$$k = 2 \sqrt{\frac{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)}{\zeta_r}} \frac{c_{m2}}{u_1};$$

$$S = 0{,}785\, k^2 c_{m2}.$$

Fig. 7.

[1]) Dieser Wert ergibt sich unmittelbar bei Einführung der bekannten Beziehung

$$\frac{n_s}{\sqrt{\eta}} = 574\, k\, u_1 \sqrt{c_{m2}}$$

und Einsetzen von $k u_1$ hieraus in die Gleichung für ε.

Auf diese Weise wurde die folgende Zahlentafel berechnet, wobei

$$\sqrt[3]{\frac{\zeta_r}{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)}} = 0{,}77$$

geschätzt wurde.

Für	n_s = 150	200	300	350
	η = 0,84	0,85	0,81	0,78
	u_1 = 0,66	0,7	0,77	0,8
wird rd.	c_{m2} = 0,21	0,252	0,336	0,378
	k = 0,94	1,07	1,29	1,4
	S = 0,146	0,226	0,44	0,58

Diese Werte stimmen mit der von mir seit Jahren verwendeten, guten Ausführungen entnommenen Schaulinientafel Fig. 7 gut überein, bei der die Werte von c_{m2} linear mit n_s verlaufen [1]).

[1]) Die Berücksichtigung der Veränderlichkeit von c_0 bei gleichbleibendem Wert von ζ' führt angenähert zu etwas größeren Werten von k_1 und c_{m2}.

Setzt man in die Gleichung für ε die Werte $\sigma = 0{,}71\,k$ und $k\,u_1 = 2\sqrt{\frac{(1+\zeta_r)(\zeta''+\zeta_r)}{\zeta_r}}\,c_m$ ein, so ergibt sich:

$$\varepsilon = 1 - \zeta'\,c_0^2 - 3\,(\zeta''+\zeta_r)\,c_{m2}^2$$

Zusammenfassung.

Zur Wahl der Geschwindigkeitsdiagramme für Wasserturbinen werden zuerst unter Annahme der Werte für die spezifische Umfangsgeschwindigkeit und die meridionale Austrittgeschwindigkeit die den günstigsten hydraulischen Wirkungsgrad ergebenden tangentiellen Komponenten der absoluten Ein- und Austrittgeschwindigkeiten ermittelt, sowie der größte Wert des hydraulischen Wirkungsgrades selbst. Sodann wird mit Rücksicht auf die günstigsten Regelverhältnisse das Verhältnis des Ein- und Austrittdurchmessers bestimmt und ein Wert gefunden, der freilich oft nur für die inneren Teilturbinen verwendbar ist. Endlich werden bei gegebener spezifischer Umlaufzahl die günstigsten Werte für die meridionale Austrittgeschwindigkeit festgestellt und daraus auch das Erweiterungsverhältnis k in vollkommener Uebereinstimmung mit praktisch verwendeten Werten berechnet.

Die Herstellung von Qualitätsguß unter Verwendung von Metallspänen.[1])

Von **J. Mehrtens**, Betriebsdirektor in Charlottenburg.

Es ist eine sehr erfreuliche Tatsache, daß unsere Gießereien bei der gewaltig gestiegenen Erzeugung der letzten Jahre ebenso große Fortschritte in der Güte des Gusses gemacht haben. Während früher fast nur die Behörden besondere Abnahmebedingungen für die Güte der Erzeugnisse aufstellten, tun dies seit einiger Zeit auch viele private Unternehmungen. Eine neuzeitlich eingerichtete Gießerei wird den Anforderungen in der Regel auch entsprechen können, in manchen andern wird aber ihre Erfüllung nicht immer möglich sein. Besonders beim Herstellen großer Maschinengußstücke, wo der Stoff bei hoher Festigkeit und Dichte auch noch genügend weich für leichte Bearbeitung sein soll, ergeben sich in weniger gut eingerichteten Gießereien oft große Schwierigkeiten. Nachdem jedoch seit einer Reihe von Jahren die chemische und die physikalische Untersuchung der Rohstoffe und fertigen Waren Eingang gefunden haben, bietet die Herstellung von Gußwaren bestimmter Güte, soweit der Rohstoff in Frage kommt, weniger Schwierigkeiten. Die Hüttenwerke bringen für die verschiedenen Zwecke besondere Eisensorten in den Handel, die bei hohen Preisen in fast alle Gießereien eingeführt worden sind. Die Vorzüge und die Brauchbarkeit dieser Eisensorten sind nicht in Frage zu stellen; doch sind, besonders aus dem Auslande, auch viele minderwertige Roheisensorten auf den Markt gekommen, deren hohe Preise wegen des starken Phosphor- und Schwefelgehaltes in einem ungünstigen Verhältnis zu den damit erreichten Vorteilen stehen. Inzwischen hat die Verwendung dieser Eisensorten bedeutend nachgelassen, da es gelang, billigere Rohstoffe für den genannten Zweck zu verwenden, unter anderm die bedeutenden Mengen der Abfälle an Eisen- und Metallspänen in Form von Briketts.

Vorbedingung für die Verwendung der oft stark verunreinigten Späne ist, daß sie sorgfältig sortiert und gereinigt werden. Heute werden bereits in vielen großen Maschinenfabriken die Späne von Dampfzylindern und ähnlichen hochwertigen Gußstücken für sich gesammelt und brikettiert. Ist die Trennung nicht streng durchzuführen, so muß von Fall zu Fall eine Durchschnittsanalyse über die Zusammensetzung der gemischten Gußspäne Aufschluß geben. Am besten wird man also die verschiedenen Metallspänebriketts in zeitgemäß eingerichteten Gießereien, denen die Späne aus den eigenen Bearbeitungswerkstätten wieder zugeführt werden, verwenden können. Bei Handelsgießereien, die keinen Maschinenbau als Nebenbetrieb haben und die Briketts anderswo kaufen müssen, wird das betreffende Brikettwerk durch Angaben über Herkunft und Zusammensetzung der Briketts den Erfolg sichern.

Ueber den Arbeitsgang der von der Hochdruckbrikettierung G. m. b. H. Berlin gebauten Anlagen der Bauart Ronay ist bereits in Z. 1912 S. 368 kurz berichtet worden. Fig. 1 stellt die Anlage des Metallbrikettwerkes Busendorf in Lothringen dar. Die Späne kommen im Eisenbahnwagen an und werden je nach ihrer Art in getrennten Bunkern untergebracht. Sie gelangen dann auf einem Förderband zu einem Becherwerk und werden von diesem in eine über der Arbeitsbühne befindliche Fördervorrichtung gehoben. Diese bringt die Späne, die unterwegs durch einen Sauger von Schmutz und Staub befreit werden, in den Magnetscheider, der in Fig. 1 über der Presse zu erkennen ist. Verrostete Späne werden nicht brikettiert, jedoch wird leichter Rostansatz bei der Aufbereitung gelöst und abgesaugt. Die sorgfältig gesäuberten Späne gelangen in einen Silo und von hier aus unmittelbar in den Fülltrichter der Preßform. Die Presse arbeitet völlig selbsttätig mit vier Formen. In der Figur sieht man den um eine Säule drehbaren runden Tisch, in den die Preßformen eingebaut sind. Unter der Form sitzt ein Preßstempel, der die Bewegung des Tisches mitmacht. Die Späne werden durch einen Ober- und einen Unterstempel von beiden Seiten fest zusammengepreßt. Die fertigen Briketts werden nach oben herausgestoßen und durch eine Abstreifvorrichtung auf ein in Fig. 1 nicht mit dargestelltes Förderband neben der Presse geworfen, das sie in die Eisenbahnwagen oder auf den Lagerplatz schafft.

Stahl- und Schmiedeisenspäne, die meist als lange Drehlocken angeliefert werden, zerkleinert man in besonderen Maschinen. Metallspäne werden entsprechend ihrem höheren Werte sorgfältiger behandelt. Schmutz und sonstige Beimengungen sind darin wenig enthalten, dagegen häufiger Flüssigkeiten, wie Seifenwasser und Oel. Diese werden durch die Pressen zwar leicht und vollkommen entfernt, jedoch empfiehlt es sich, die Späne vorher in einer Schleudermaschine davon zu befreien.

Die Briketts erhalten zylindrische Form und je nach dem Zweck, der Stoffart und der Art der Schmelzöfen verschiedene Größe. Die Gußbriketts für Kuppelöfen von 150 mm Dmr. bis 1000 mm innerem Durchmesser sind bei 150 mm Dmr.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenhüttenwesen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

rd. 16 bis 18 kg schwer. Dieses Gewicht hat sich für den Schmelzbetrieb im Kuppelofen als günstigstes gezeigt. Das spezifische Gewicht dieser Briketts ist rd. 5,2 und wird je nach der Feinheit der Späne etwas höher oder niedriger sein. Die Stahlbriketts erhalten bei gleichem Durchmesser wie die Gußbriketts nur die halbe Höhe. Die Briketts aus Messing, Rotguß, Bronze usw. werden, da sie für Tiegelschmelzungen bestimmt sind, in erheblich kleineren Abmessungen angefertigt. Infolge der festen Pressung sind die Briketts widerstandsfähig genug, das Werfen beim Auf- und Abladen und beim Stapeln auf dem Lagerplatz auszuhalten.

Bei der Verwendung der Gußbriketts haben sich in der ersten Zeit verschiedene Mißstände ergeben, und zwar größere Schlackenbildung und mitunter auch höherer Schmelzverlust im Kuppelofen. Die Schlackenbildung war meist auf mangelhafte Herstellung der Briketts zurückzuführen; diese hatten nicht genügende Festigkeit, und da die Späne auch

Fig. 1.

Borsig-Brikettpresse im Metallbrikettwerk Busendorf (Lothringen).

nicht gründlich von den Beimengungen befreit wurden, war die größere Schlackenbildung leicht erklärlich. Besonders in großen Oefen mit hochliegender Schmelzzone und ohne Vorherd wurden diese Uebelstände häufiger festgestellt. In einzelnen Fällen ist es auch vorgekommen, daß halb geschmolzene Briketts durch die Schmelzzone fielen und nach dem Ausleeren des Ofens in den Schlacken gefunden wurden.

In Kuppelöfen mit Vorherd sind beim regelmäßigen Ofengang ungeschmolzene Briketts ebensowenig wie Roheisen- und Stahlstücke beim Entleeren bemerkt worden; denn in diesen Oefen kann unter der Schmelzzone niemals ein Hohlraum entstehen, da das Eisen ständig in den Vorherd abfließt und die Gichten nicht, wie es im Ofen ohne Vorherd beim Entleeren leicht vorkommt, nach unten fallen und den gleichmäßigen Schmelzvorgang stören. Die Briketts zeigen in einigen Kuppelöfen mitunter eine schwere Schmelzbarkeit; deshalb empfiehlt es sich, den ersten Sätzen keine Briketts zuzufügen; denn zu Beginn der Schmelzung hat der Ofen in der Regel nicht die genügende Hitze.

Auch die unrichtige Verwendung der Briketts ergibt mitunter größere Schmelzverluste. In der normalen Gattierung mit Roheisen und Bruch zusammen betragen diese Verluste, wenn Briketts bis zu 30 vH zugesetzt werden, nur etwa 3 bis 5 vH; schmilzt man aber Briketts allein ohne Zusatz von Roheisen, dann ergibt sich je nach der Art des Schmelzofens ein Schmelzverlust bis zu 10 vH und mehr. Die Briketts sind eben lediglich als Zusatz für die verschiedenen Gattierungen mit Roheisen bestimmt. Sie allein zu verwenden, ist grundsätzlich falsch.

Die wertvollen Eigenschaften des Briketteisens führt man darauf zurück, daß die Briketts während des Schmelzens im Ofen an Kohlenstoff oder Graphit und an Silizium verhältnismäßig mehr verlieren als das Roheisen. Infolgedessen entsteht ein Eisen von sehr dichtem Gefüge und höherer Festigkeit bei entsprechender Härte, und je nachdem man weichen, harten oder festen Guß haben will, hat man durch zweckmäßigen Zusatz an Briketts die Gattierungen zu ändern. Durch andauernde analytische Beobachtungen und durch sorgfältiges Auswerten der Analysen ist es möglich geworden, früher gemachte Fehler zu vermeiden und dem neuen Material diejenige Stellung anzuweisen, welche ihm auf Grund seiner physikalischen und chemischen Beschaffenheit in den Gattierungen zukommt.

Für die Handelsbriketts werden hauptsächlich die Gußspäne von großen Maschinenfabriken ohne eigene Gießerei verwendet. Ständig wiederholte Analysen haben nach den Mitteilungen der Sächsischen Metall-Brikett-Werke in Chemnitz folgende Durchschnittswerte dieser Briketts ergeben:

Phosphor	0,7 bis 0,9 vH	Mangan	0,6 » 0,8 vH
Silizium	1,8 » 2,0 »	Schwefel	0,10 » 0,13 »

Ihr Wert als Ersatz für besondere Roheisensorten hat sich besonders in den Gattierungen für den Maschinenbau gezeigt. Zuerst haben die Lokomotivfabriken die Versuche mit den Brikettgattierungen im großen Umfang aufgenommen. Die mit Briketteisen gegossenen Dampfzylinder sind an Güte und Bearbeitungsfähigkeit den mit teuern Roheisensorten hergestellten gleich, so daß diese Sorten vielfach entbehrlich geworden sind. Ebenso günstig waren die Ergebnisse bei andern Maschinengußstücken, besonders beim Werkzeugmaschinenguß, wo sich das Verfahren als brauchbares Mittel erwiesen hat, um Lunker in den ungünstigen Querschnitten der Drehbänke und Hobelmaschinen zu vermeiden. In allen Fällen ist allerdings Bedingung, daß die Gattierungen der Eigenart des Briketteisens angepaßt werden; denn sonst kann es vorkommen, daß die Gußstücke bei zu hohem Brikettzusatz infolge der starken Graphitabnahme und Schwindung des Siliziumgehaltes eine unerwünschte Härte zeigen. Deshalb müssen die zur Verfügung stehenden Roheisensorten von Zeit zu Zeit auf ihre Zusammensetzung untersucht werden, damit die jeweils richtige Gattierung mit Sicherheit bestimmt werden kann. Die Mißerfolge mit Brikettgattierungen sind vielfach auch auf die großen Unterschiede in der Zusammensetzung der einzelnen Roheisensorten zurückzuführen. Besonders das Hämatiteisen zeigt im Siliziumgehalt sehr oft erhebliche Schwankungen. Es ist ein großer Unterschied, ob man mit 1,5 oder mit 3 vH Silizium zu rechnen hat; im ersten Falle wird der Guß auch ohne Brikettzusatz häufig zu hart.

Man kann demnach eine allgemein gültige Regel für die Höhe des Brikettzusatzes nicht geben. Als Beispiel hierfür seien der hochwertige Maschinenguß und der gewöhnliche Handelsguß für Ofenteile, Abflußrohre usw. einander gegenübergestellt. Der Maschinenguß erfordert eine sehr gute Gattierung aus bestem Roheisen und gutem Maschinenbruch ohne nennenswerten Zusatz von phosphorreichem Eisen, denn in diesem Falle wird auf Festigkeit, Dichte und Härte Wert gelegt. Hierfür käme etwa nachstehende Gattierung in Frage:

Hämatiteisen	10 vH
Deutsch III	20 »
kohlenstoffarmes Spezialeisen	15 »
Gußeisenbriketts	15 »
Stahlbriketts oder Stahlabfälle	10 »
Zylinderbruch und Trichter	30 »

Analyse:	Silizium	1,3 vH	Mangan	0,8 vH
	Phosphor	0,4 »	Schwefel	0,08 »

	Ergebnis der Analyse: Gehalt an						Festigkeit		
	Graphit	gebundenem Kohlenstoff	Silizium	Mangan	Phosphor	Schwefel	k_z kg/qmm	k_b kg/qmm	Durchbiegung mm
a) Hämatiteisen . . . 75 kg Luxemburg III . . . 125 » gekauftes Brucheisen . 100 » Eingüsse usw. . . . 100 »	3,443	0,25	2,015	0,65	1,20	0,09	16	29	12
b) Hämatiteisen . . . 75 kg Luxemburg III . . . 75 » gekauftes Brucheisen . 75 » Eingüsse usw. . . . 100 » Gußeisenbriketts . . 75 »	2,95	0,59	1,82	0,49	1,12	0,11	19,5	33	11,5
c) Hämatiteisen . . . 50 kg Luxemburg III . . . 50 » gekauftes Brucheisen . 100 » Eingüsse usw. . . . 100 » Gußbriketts . . . . 75 » Stahlbriketts . . . 25 »	2,45	0,85	1,58	0,66	1,05	0,12	22	37,5	10

Die Zugfestigkeit dieses Eisens beträgt etwa 25 bis 28 kg/qmm.

Dagegen zeigt die Gattierung für gewöhnlichen Handelsguß folgende Zusammensetzung:

Hämatiteisen	10 oder 15 vH
Luxemburg III	40 » 35 »
gewöhnliches gekauftes Brucheisen und Trichter	45 »
Gußeisenbriketts	5 bis 10 »

Analyse: Silizium 2,00 vH Mangan 0,50 vH
Phosphor 1,20 » Schwefel 0,13 »

Die Zugfestigkeit beträgt rd. 14 bis 17 kg/qmm.

Nach den Analysen handelt es sich also um zwei grundverschiedene Gußeisensorten. Während die erste ein hochwertiges Eisen für Dampfzylinder und ähnliche Stücke mit hoher Festigkeit ergibt, zeigt die zweite ein gewöhnliches Handelsgußeisen, für das eine Erhöhung des Brikettzusatzes aus den oben genannten Gründen in vielen Fällen von Nachteil werden könnte. Ständen aber ein hochsiliziertes Hämatiteisen und gutes Maschineneisen zur Verfügung, dann könnte zeitweise mit einem größeren Prozentsatz Gußbriketts in der Gattierung gearbeitet werden. Die Erfahrungen haben gelehrt, daß man dem Zylinderguß je nach seiner Größe und Wandstärke bis 30 vH Briketts zugeben darf, bei gewöhnlichem Maschinenguß schon mit 15 vH auskommt, jedoch bei dünnwandigem Handelsguß höchstens 10 vH zusetzen soll, da die Gußstücke sonst unerwünscht hart werden.

In der obigen Zahlentafel sind einige Gattierungen, wie sie in den meisten Gießereien für Maschinenguß verwandt werden, mitgeteilt. An der Hand der Analysen und Festigkeitszahlen ist der Einfluß der Gußeisen- und Stahlbriketts auf die Gattierung genau zu erkennen. Die Gattierung a) käme für gewöhnlichen Maschinenguß, b) und c) kämen aber für Maschinenguß von hoher Festigkeit in Frage. Nach den Ergebnissen würden die drei Gattierungen den Vorschriften des Deutschen Verbandes für Materialprüfungen genügen. Bezeichnet man die Gattierung a) und ihre Ergebnisse als normal, dann zeigen b) und c) deutlich die Veränderungen, die ein Brikettzusatz hervorruft. Der Graphitgehalt hat zugunsten der Härtungskohle abgenommen, ebenso der Siliziumgehalt, dagegen hat der Schwefel zugenommen. Die Erklärung für die erhebliche Steigerung der Festigkeit im Guß ist damit gegeben.

Während die Gußspänebriketts in fast allen Graugußsorten verwandt werden können, ist für die Stahlspänebriketts im Grauguß nur ein begrenztes Anwendungsgebiet vorhanden. Aehnlich wie Stahlschrott (zerschlagene Eisenbahnschienen, Federn, Feilen usw.) verwendet man die Stahlbriketts für Maschinenguß von hoher Festigkeit. Ein Zusatz von 5 bis 15 vH genügt, um den Kohlenstoffgehalt der Gattierung erfolgreich zu beeinflussen. Zurzeit macht die Herstellung der Stahlspänebriketts infolge der notwendigen Zerkleinerung der langen Drehlocken noch einige Schwierigkeiten und nicht unerhebliche Kosten, die ihren Preis ungünstig beeinflussen. Daher finden die Stahlbriketts zunächst noch weniger für Maschinenguß Verwendung, werden aber auch schon zur Herstellung von Temperguß im Kuppelofen gebraucht. Hierbei ist die Handlichkeit der Briketts gegenüber dem sperrigen Stahl- und Schmiedeschrott, der sich sehr schlecht in den Ofen einbringen läßt, besonders bei mechanischer Beschickung sehr angenehm.

Fig. 2.

Messingspäne lose und brikettiert.

Was die Analysen und Festigkeitsprüfungen betrifft, so ist zwar nicht jede Gießerei im glücklichen Besitz eines Laboratoriums; doch es gibt so viele Privatunternehmungen, die solche Untersuchungen zu billigsten Preisen ausführen, daß auch der kleinsten Gießerei Gelegenheit gegeben ist, von Zeit zu Zeit eine Untersuchung der Rohstoffe und Fertigerzeugnisse anzustellen. Hieraus ergibt sich dann die Gewähr, daß aus jeder Gattierung brauchbare Gußstücke herausgeholt werden können.

Für die Verwendung der verschiedenen Arten von Metallspänen (Messing, Bronze, Weißmetall, Aluminium usw.) ergibt die Brikettierung ebenfalls ganz erhebliche Vorteile, jedoch andre als beim Brikettieren von Eisenspänen. Bei den Metallspänen kommt es in der Hauptsache darauf an, den Schmelzverlust möglichst herabzudrücken; der Wert der Brikettierung ist also von der Verwandtschaft der einzelnen Metalle zum Sauerstoff abhängig. Je schneller die Schmelzung, um so geringer die Oxydation, d. h. der Schmelzverlust. Durch das Brikettieren wird der Rauminhalt der Metallspäne ganz bedeutend vermindert. Fig. 2 veranschau-

licht dies in klarer Weise. Ferner wird die der Luft ausgesetzte Oberfläche der Späne und damit auch der Abbrand verringert. Durch die Verringerung des Volumens wird auch die Schmelzdauer und dadurch wiederum der Abbrand vermindert, gleichzeitig damit eine Ersparnis an Heizstoffen, Schmelztiegeln, Arbeitslöhnen usw. und eine größere Leistungsfähigkeit des Ofens erzielt.

Es ist nun nicht gleichgültig, ob man Briketts aus reinen Metallspänen oder aus Spänen einer Legierung einschmilzt; doch haben Versuche, die ich u. a. in einem Oelschmelzofen, Bauart Bueß, Hannover, ausgeführt habe, gezeigt, daß auch Briketts aus Legierungen sehr günstige Schmelzergebnisse aufweisen. Einige Schmelzversuche mit Rotgußspänen ergaben z. B. folgende Zusammensetzung:

a) Späne vor der Schmelzung
Kupfer 83,61, Zinn 11,16, Zink 3,63

b) als Briketts eingesetzt nach der Schmelzung
Kupfer 84,24, Zinn 11,27, Zink 2,13.

Es zeigte sich also nicht allein ein nur geringer Verlust, sondern auch keine nennenswerte Verschiebung der Mischverhältnisse. Beim Einschmelzen von chemisch reinen Kupferspänen erhält man in der Regel einen großen Oxydulgehalt im Kupfer, sie sind daher zum Einschmelzen als lose Späne nicht zu gebrauchen. Brikettiert man sie aber, so wird die Oxydulbildung vermieden, und es steht nichts im Wege, die reinen Kupferbriketts als Blockmaterial zu verwenden. Die Angaben über den Verlust durch Abbrand beim Einschmelzen von losen Metallspänen gehen nach den Mitteilungen namhafter Werke sehr weit auseinander. Je nach der Art der Späne und nach den vorhandenen Schmelzeinrichtungen beträgt er z. B. bei Messingspänen bis zu 20 vH, bei Rotgußspänen bis zu 10 vH. Schmelzversuche mit brikettierten Spänen haben dagegen im ungünstigsten Falle bei Messing und bei Rotguß nur die Hälfte dieses Verlustes gezeigt. Beim Schmelzen von Aluminiumspänen muß man mit Verlusten bis zu 50 vH rechnen, die Brikettierung bringt hier ebenfalls entsprechende Ersparnisse. Natürlich müssen die Metallspäne möglichst rein, d. h. ungemischt mit Spänen andrer Art, brikettiert werden.

Eine Reihe bedeutender Firmen hat seit Jahren die Brikettieruug von Metallspänen in großem Umfange durchgeführt. Die Vorteile sind hier erkannt worden, und man zahlt je nach Art und Güte der Späne 25 bis 70 ℳ/t für das Brikettieren.

Kesselhaus-Reorganisation.[1]

Von **Richard Kablitz** in Riga.

Im folgenden wird über die Tätigkeit einer Gesellschaft für Verbilligung der Dampferzeugungskosten berichtet, die sich unter besondern Bedingungen mit der Reorganisation von Kesselanlagen zur Hebung ihrer Wirtschaftlichkeit befaßt. Vorweg sei bemerkt, daß den Berechnungen die bekannte Formel für den Wirkungsgrad $\eta = \frac{D}{B}\frac{W}{K}$ zugrunde gelegt wird, worin D die erzeugte Dampfmenge in kg/st, B die verfeuerte Brennstoffmenge in kg/st, W die in 1 kg Dampf unter Berücksichtigung der Speisewassertemperatur enthaltenen Wärmemenge und K die in 1 kg Kohle enthaltene nutzbare Wärmemenge bedeutet. Aus dieser Formel wird mit Hülfe des Preises für die Wärmeeinheit der Kohlen der jeweilige Dampfpreis (für 1000 kg) berechnet. Sind nun die Kosten der vollständigen Reorganisation bei der Vereinbarung bestimmt, so ist zur Festlegung der Tilgungszeit nur noch die gesamte zu verdampfende Wassermenge oder die zu verbrauchende Kohlenwärmemenge bei sonst gleichen Bedingungen zu ermitteln. Diese berechnen sich mit Hülfe des Unterschiedes des 1000 kg-Dampfpreises vor und nach dem Umbau, der die Ersparnis darstellt, und durch den die Umbaukosten zu decken sind. Wird der ursprüngliche Dampfpreis höher angenommen, so wird der Unterschied kleiner und die zu verheizende Kohlenmenge, somit auch die Tilgungszeit größer, und umgekehrt.

Es kommt daher auf die genaue Bestimmung des ursprünglichen Wirkungsgrades (η) oder des Dampfpreises nicht an, weil sich dadurch nur die Tilgungszeit ändert.

Der Wirkungsgrad bewegt sich um $\eta = 0{,}55$, wenn keine Abgasvorwärmer vorhanden sind, und diese Zahl kann je nach der Kesselhauswartung um etwa 5 vH größer oder kleiner werden. Höhere Werte als 60 vH sind für das Jahresmittel kaum zu erwarten.

Zwei von der Gesellschaft für Verbilligung der Dampferzeugungskosten erfolgreich durchgeführte Kesselhaus-Umbauten sollen das eben Gesagte bekräftigen und die Lebensfähigkeit solcher Gesellschaften dartun.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Dampfkessel sowie Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Kesselhaus-Reorganisation eines Panzerplatten-Walzwerkes.

Die Voruntersuchungen hatten einen mittleren Wirkungsgrad von

$$\eta = \frac{D}{B}\frac{W}{K} = 6{,}1 \times \frac{615}{6800} = 0{,}55$$

ergeben. Da der Preis von 1000 kg Kohlen 22,44 ℳ betrug, so errechneten sich die Kosten für 1000 kg des verdampften Wassers zu

$$\frac{22{,}44}{6{,}1} = 3{,}67\ ℳ.$$

Nachdem die Umbaukosten, der zu erwartende Wirkungsgrad und die Vorwärmung des Kesselspeisewassers durch Abdampf festgelegt worden waren, konnten die neuen Dampfkosten bestimmt werden. Dann wurden die zu verdampfende Wassermenge und die dazu nötige Anzahl der Kohlen-Wärmeeinheiten zur Errechnung der Tilgungszeit bestimmt. Da die Zeit $1^1/_2$ Jahre nicht überschreiten sollte, so mußte Sorge dafür getragen werden, daß leistungsfähige Vorrichtungen bei geringen Anschaffungskosten und geringen Einbaukosten verwandt wurden. Außerdem mußten die Vorrichtungen bis auf die Handfeuerung möglichst selbsttätig arbeiten, weil der Betrieb Tag und Nacht ging und die Heizer nicht als gut zu bezeichnen waren.

Auf Grund obiger Zahlen wurde ein umfangreicher Vertrag abgeschlossen. Die Gesellschaft hatte alle Reorganisationskosten einschließlich des Einbaues aus ihren Mitteln zu bestreiten und erhielt die Entschädigung lediglich aus der nachgewiesenen Ersparnis.

Beschreibung der Anlage.

Die Kesselanlage bestand aus 16 Zweiflammrohrkesseln von je 90 qm Heizfläche, die in 2 gleiche Gruppen zu 8 Kesseln geteilt waren, s. Fig. 1 bis 3. Zwischen den beiden Gruppen waren die Speisepumpen angeordnet, deren Abdampf in Vorwärmern ausgenutzt wurde. Jede Gruppe arbeitete auf einen Schornstein, zu dem ein gemeinsamer Fuchs führte, in den ein Rauchgasvorwärmer, Bauart Kablitz, gehängt wurde, da ein andrer Raum dafür nicht vorhanden war.

Von der Feuerungskontroll-Gesellschaft wurden geliefert:

1) 32 Sekundärluft-Automaten, Fig. 4 bis 6, die, an den Feuertüren angebracht, Luft über den Rost führen, dadurch die sich nach dem Beschicken entwickelnden Kohlenwasserstoffe verbrennen und die lästige schwarze

Fig. 1 bis 3.

Aufstellung eines Rippenrohr-Rauchgasvorwärmers, Patent Kablitz, in 2 Gruppen von insgesamt 2 × 6 × 70 = 840 qm Heizfläche in einem Panzerplattenwalzwerk.

Maßstab 1 : 300.

Fig. 4 bis 6.

Anordnung eines Sekundärluft-Automaten an einem Zweiflammrohrkessel.

Maßstab 1 : 25.

Rauchbildung verhindern. Die auf Zeit einstellbare Vorrichtung wird durch eine Hebelvorrichtung beim Aufmachen der Feuertür selbsttätig geöffnet und schließt sich nach dem Beschicken allmählich im Laufe von rd. $1^1/_2$ min. Diese Einstellung erfolgt an einem kleinen Nadelventil entsprechend der aufgeworfenen Kohlenmenge.

2) Um das Einströmen von kalter Luft in die Feuerungen während der Beschickung und des Schlackens zu verhindern, wurden vorn beim Uebergange vom zweiten auf den dritten Zug Drehschieber mit wagerecht liegender Achse angeordnet, die durch 2 Kegelräder mit der Achse der Feuertür in fester Verbindung stehen, so daß beim Oeffnen diese Schieber fast geschlossen werden.

3) Rippenrohr-Abgasvorwärmer, Bauart Kablitz, Fig. 1 bis 3 und 7, wurden unmittelbar in den Fuchs gehängt und erwärmten das Speisewasser durch die abziehenden Abgase bis auf 123°. Diese Rauchgasvorwärmer werden in Einheiten von 70, 90, 110 und 132 qm Heizfläche hergestellt. Für das Walzwerk wurden für jede Gruppe 6 Einheiten von je 70 qm gewählt, weil diese den Gasgeschwindigkeiten, Kanalabmessungen und andern Umständen am meisten entsprachen. Jede Einheit besteht in der Hauptsache aus drei Teilen: dem oberen Verteilkörper, den darangeschraubten Rippenrohren und den je 2 Rippenrohre verbindenden unteren Krümmern. Das Wasser tritt in den ersten Verteilkörper ein, strömt auf- und absteigend der Reihe nach durch alle Rohre und tritt am andern Ende warm aus, um in die nächste Einheit zu gelangen. Zum Reinigen dient eine Dampf-Abblasevorrichtung, die aus einem fahrbaren eisernen Rahmen mit beweglichen Dampfzuleitungsrohren besteht, welche zwischen die Rippenrohre hinabgelassen werden, s. Fig. 8. Der Dampf von rd. 4 at strömt durch kleine Oeffnungen aus und befreit die Rippenrohre von Asche und

Ruß. Das Abblasen, das bei 70 qm Heizfläche rd. 1 min dauert, wird alle sechs Stunden vorgenommen.

Für diese Abgasvorwärmung sprachen der sehr billige Preis sowie die gute Ausnutzung der Wärme infolge der engen und geschlossenen Bauart und das Hineinhängen in den Fuchs selbst. Auch kam eine möglichst billige und einfache Einmauerung und eine schnelle Aufstellung in Frage. Da kein Gas-Umlaufkanal vorhanden war, so mußte völlige Betriebsicherheit gewährleistet sein; dem kam die Möglichkeit der freien Ausdehnung durch das Aufhängen des Vorwärmers wie auch die Möglichkeit, jederzeit eine Einheit über Mittag herausheben und mit den andern Einheiten ungestört weiterarbeiten zu können, sehr zu statten. Diese Vorsicht erwies sich jedoch als unnütz bis auf die Reinigung von Kesselstein, wozu man den Vorwärmer heraushebt und mit dem elektrisch angetriebenen Fräser, Fig. 9, von einer sehr harten Schicht bis zu 10 mm Dicke verhältnismäßig rasch befreit. Das Speisewasser wurde im Mittel von 50° auf 123° vorgewärmt (s. Diagramm Fig. 15), wobei die Gase von 300° auf rd. 140° abgekühlt wurden.

Die Wärmeübertragung betrug $k = 9$, bezogen auf 1 st, 1 qm und 1° Temperaturunterschied, erreichte aber bei kurzen Versuchen und starken Belastungen bisweilen auch $k = 12$. Hieraus allein ist schon ersichtlich, daß diese Zahl stark von der Menge der dem Vorwärmer zugeführten Gase abhängt.

Der Zugverlust im Rauchgasvorwärmer wurde durch Differenzzugmesser bestimmt und betrug im Mittel 4 bis 5 mm Wassersäule.

Fig. 7.

Rippenrohr-Abgasvorwärmer, Bauart Kablitz.

4) Die Abdampfvorwärmer zum Ausnutzen des Auspuffdampfes der Walzenzugmaschinen und Pumpen, Fig. 10 bis 12, haben vom Dampf umspülte glatte Messingrohre, durch die das Wasser fließt. Jede Maschine erhielt ihren eigenen Vorwärmer, da sie abwechselnd arbeiten, und alle Pumpen einen gemeinsamen. Alle Abdampfvorwärmer sind hintereinander geschaltet, um möglichst beständig warmes Wasser zu erhalten. Ein eingeschalteter Thermophor sorgt dafür, daß die Pumpen nicht auch kaltes Wasser in die beiden großen Behälter schaffen, indem er die betreffende Pumpe selbsttätig ausschaltet. Aus den beiden Behältern entnehmen

Fig. 8.

Vorrichtung zum Reinigen des Abgasvorwärmers.

Fig. 9.

Elektrisch betriebener Fräser zum Reinigen der Rauchgas-Vorwärmerrohre.

Maßstab 1 : 25.

Fig. 10 bis 12. Abdampfvorwärmer.

Maßstab 1 : 40.

die Speisepumpen das Wasser von rd. 40°, das dann im Pumpen-Abdampfvorwärmer auf rd. 50° und im Rauchgasvorwärmer weiter auf die Speisewassertemperatur von 123° erwärmt wird.

5) Kolbenwassermesser der Bauart Kennedy-Eckardt, Fig. 13, die zwar etwas teuer, aber zuverlässig arbeiten. Sie wurden während der Kontrolle mehreremal geeicht. Die Fehler überstiegen nie ± 1½ vH. Diese Wassermesser erscheinen auf den ersten Blick etwas verwickelt, sind sie jedoch einmal richtig eingebaut, so arbeiten sie durchaus zuverlässig.

Die Wirkungsweise des Wassermessers ist folgende: Im Zylinder geht ein Kolben lose auf und ab. Die Abdichtung wird durch Kolbenringe erzielt. Das Wasser tritt abwechselnd bald unter, bald über den Kolben und wird durch einen Corliss-Hahn gesteuert. Dieser Hahn wird durch eine mit der Kolbenstange verbundene Zahnstange und ein Schlaggewicht betätigt. Die Hubbewegung der Zahnstange wird gleichzeitig auf das Zählwerk übertragen. Das Zählwerk addiert nicht die Anzahl der Hübe, sondern die Hubwege. Die durchgeflossene Wassermenge wird unmittelbar in ltr ablesbar angezeigt und ist entsprechend dem infolge der Temperaturänderungen verschiedenen spezifischen Gewicht an Hand einer Liste auf kg umzurechnen.

Fig. 13.

Kolbenwassermesser, Bauart Kennedy-Eckardt.

Fig. 14.

Verbund-Zugmesser von Schultze-Dosch.

6) Gasanalysatoren, Bauart Krell-Schultze, wurden mehr zum Untersuchen der Anlage und zum Anlernen der Heizer angebracht, da sie zu teuer sind, um jeden Kessel damit auszurüsten, anderseits aber einer für alle Kessel ungenügend ist; denn der mittlere Kohlensäuregehalt hängt stark davon ab, wie viel Kessel still liegen, da durch die meist ungenügend schließenden Schieber kalte Luft angesaugt wird. Daher erhielt jeder Kessel einen Verbundzugmesser.

7) Die Verbundzugmesser von Schultze-Dosch, Fig. 14, gestatten die Beurteilung des Luftüberschusses durch Anzeige des Zuges über dem Rost und des Zugunterschiedes zwischen dem Kesselende und dem Feuerraum, während der Gasanalysator dieselbe Aufgabe durch Anzeige des Kohlensäuregehaltes erfüllt. Sie haben zwei verschiedenfarbige Zeiger, die sich voneinander unabhängig bewegen können. Für einen bestimmten Kessel muß der Winkel zwischen den beiden Zeigern gleich bleiben, auch wenn die Belastung wechselt. Der günstigste Winkel wird durch einen Gasanalysator bestimmt, und die äußeren Zeiger werden danach eingestellt. Die Aufgabe des Heizers ist es, diesen Winkel einzuhalten, wobei beide Zeiger je nach Belastung steigen oder sinken können und die aufgezeichneten Linien im Diagramm nebeneinander laufen.

8) Schließlich erhielt die Anlage Pyrometer zum Messen der Abgastemperaturen und Thermometer für die Wassertemperaturen.

Laut Vertrag waren folgende Hauptpunkte einzuhalten:

Die Gesellschaft hat die erwähnten Einrichtungen kostenlos zu liefern, aufzustellen, in Gang zu setzen, die Heizer anzulernen und den Betrieb laufend zu prüfen. Der Einheitspreis für Kohlenwärme ist für alle Berechnungen als gleichbleibend zu betrachten. Zur Analyse wird täglich unmittelbar vom Eisenbahnwagen eine mittlere Probe von rd. 40 kg entnommen und 3 Tage im Kesselhause zur Bestimmung der Lagerfeuchtigkeit getrocknet. Im Laboratorium werden die in einer Woche gesammelten Proben auf den Gehalt an chemisch gebundenem Wasser und Asche untersucht und dann zur Ermittlung des Wärmewertes in der Kröckerschen Bombe verbrannt. Aus diesem wird der nutzbare Wärmewert der lufttrocknen Kohle bestimmt und als Grundlage für die Beurteilung der Kohle und für die weitere Berechnung angenommen. Die Dampffeuchtigkeit vermindert den Wärmewert von 1 kg Dampf um 10 WE. Die Kessel werden in den früheren Zeitabständen gereinigt. Die gewöhnlichen Ausbesserungen, wie Erneuerung der Roste, Isolationen, Pumpen usw., gehen auf Kosten des Walzwerkes.

Zum Nachweis der Ersparnis führte das Walzwerk unter Aufsicht eines Fachmannes der Gesellschaft ein vollständiges Kesselhausbuch, in das alle Ergebnisse eingetragen wurden, um den Wirkungsgrad und den Dampfpreis sicher festzustellen. Die Kohlen wurden gleichzeitig im Laboratorium des Werkes und im Rigaschen Polytechnikum untersucht, und die Analysen stimmten überein, weil das gleiche Verfahren angewandt wurde.

Die Garantiefrist für fehlerfreies, gutes Material und zweckmäßige Ausführung erstreckte sich auf zwei Jahre nach Ablauf der Prüfzeit, ferner war eine geringste Ersparnis während der Prüfzeit gewährleistet, bei deren Unterschreitung das Walzwerk das Recht hatte, die Zahlung einzustellen. Das Gleiche galt für zweifelhafte Prüfergebnisse.

Nachdem alle Vorrichtungen eingebaut und das Kesselhaus im allgemeinen in Ordnung gebracht war, begann die Prüfung, die rd. 1½ Jahre währte und von beiden Teilen gleichzeitig ausgeübt wurde. Sie bestand in der Hauptsache in folgendem: Alle halbe Stunden wurden an den Wassermessern die verdampfte Wassermenge abgelesen, ferner wurden die Wassertemperaturen vor den Vorwärmern, vor und hinter den Rauchgasvorwärmern, sowie die Abgastemperaturen gemessen und Anzahl und Betriebstunden der arbeitenden Kessel nebst dem Dampfdruck aufgeschrieben. Die Kohlenmenge wurde wagenweise auf einer Wage bestimmt und die Proben zur Untersuchung entnommen. Auch die zurückbleibende Asche und Schlacke wurde gewogen. Endlich wurden noch der Zug über dem Rost und der Zugunterschied im Kessel, am Rauchgasvorwärmer und am Schornsteinfuß gemessen; sie betrugen im Mittel 3, 6, 16 und 21 mm Wassersäule.

Auf Grund dieser Unterlagen wurden dann monatlich Abrechnungen über die gesamte verdampfte Wassermenge wie auch die verbrannte Kohlenmenge unter Berücksichtigung des früheren Heizwertes aufgestellt. Hieraus ergab sich die Verdampfung und nach Ermittlung der mittleren Wassertemperaturen die von 1 kg Dampf aus der Kohle aufgenommene Wärmemenge (W). Unter Berücksichtigung des täglich bestimmten Feuchtigkeitsgehaltes der Kohle wurde der mittlere Heizwert und dann der Wirkungsgrad der Kesselanlage gefunden. Schließlich wurde noch der Preis von 1000 kg verdampften Wassers und aus der Monats-Heizerwassermenge die gesamte Ersparnis berechnet. Die Heizer-

Fig. 15.

Diagramm der Arbeit der Kesselanlage eines Panzerplatten-Walzwerkes vor dem Umbau und während der Kontrollzeit vom 10. September 1909 bis 6. Juni 1911.

prämien wurden in festen Sätzen nach dem Wirkungsgrad der Anlage steigend gezahlt, wobei die fällige Summe meist nach den Arbeitstunden verteilt wurde; jedoch erhielten auch öfters bessere Heizer auf Kosten der schlechteren nach Angaben des sie anlernenden Beamten der Gesellschaft mehr.

Die Ergebnisse des Umbaues waren, wie aus Fig. 15 ersichtlich, recht günstig:

Die mittlere Vorwärmung durch die Vorwärmer betrug $50^0 - 15^0 = 35^0$.

Die mittlere Vorwärmung durch die Rauchgasvorwärmer betrug $123^0 - 50^0 = 73^0$.

Der Wirkungsgrad stieg von $\eta = 0{,}55$ im Mittel auf $0{,}724$, und die Verdampfung, auf denselben nutzbaren Heizwert der Kohlen (6800 WE/kg) umgerechnet, war dann im Mittel $\frac{D}{B} = 8{,}25$.

Zur weiteren Erläuterung dienen die folgenden kurzen Angaben über den Umbau eines städtischen Elektrizitätswerkes. Aufgestellt wurden fast dieselben Vorrichtungen wie vorher, und auch der Vertrag war dem ersten ähnlich. Das Speisewasser, das bis dahin mit einer Temperatur von rd. 32^0 in die Kessel gepumpt war, wurde durch Vakuum- und Auspuff-Abdampfvorwärmer bis auf 72^0 im Mittel vorgewärmt und gelangte weiter zum Rauchgasvorwärmer, von wo es mit 127^0 im Mittel in die Kessel gespeist wurde. Der Wirkungsgrad der Kesselanlage, der vor dem Umbau 57 vH betrug, stieg auf 73 vH im Mittel. Der Preis für 1000 kg Dampf, der vor der Umgestaltung 5,56 ℳ betrug, belief sich nachher auf 4,07 ℳ, so daß sich 26,8 vH Ersparnis ergeben. Davon entfielen auf die Verbesserung des Wirkungsgrades 22 vH, der Rest auf die Abdampfverwertung. Zur Erzeugung von 1 KW-st waren früher 2,84 kg Brennstoff erforderlich, später nur 2,23 kg. Zieht man den Heizwert in Betracht, so erzeugte 1 WE des Brennstoffes vor dem Umbau 0,0461 KW-st, nach dem Umbau 0,0621 KW-st im Mittel, was einer durchschnittlichen Ersparnis von

$$\frac{0{,}0621 - 0{,}0461}{0{,}0621} = 0{,}26 = 26 \text{ vH}$$

entspricht. Die wichtigsten Zahlen der monatlichen Protokolle sind in Fig. 16 wiedergegeben.

Fig. 16.

Diagramm der Arbeit der Kesselanlage eines elektrischen Kraftwerkes vor dem Umbau und während der Kontrollzeit vom 1. August 1910 bis 31. März 1911.

In beiden beschriebenen Anlagen war der relative Kohlenverbrauch nach abgelaufener Kontrollzeit sogar gesunken. Diese oft auftretende Erscheinung ist auf eine lebhaftere Mitarbeit der Angestellten selbst zurückzuführen.

Wie aus vorstehendem ersichtlich, läßt sich durch Anwendung zweckmäßiger Maschinen und Geräte, durch Einführung einer genauen und vollständigen Dauerprüfung nicht nur Betriebsicherheit und Rauchverhütung, sondern auch eine bedeutende Ersparnis bei einer klaren Uebersicht über die ganze Kesselhausarbeit erzielen. Auch läßt sich u. a. durch die Kesselhauskontrolle feststellen, welche Kessel und Dampfmaschinen am günstigsten arbeiten, welche vorhandenen Fehler zu verbessern sind, welcher Brennstoff am vorteilhaftesten ist und wie man ihn einkaufen muß.

Bei dieser Gelegenheit möchte ich einiges über die Kohlenanalyse und ihre Wichtigkeit beim Ankauf der Kohle sagen. Wenn ein Werk eine gewisse Kohlensorte bezieht,

Der Preis von 1000 kg Dampf stellte sich somit im Mittel auf $22{,}44 : 8{,}25 = 2{,}72$ ℳ.

Die Ersparnis betrug demnach $\frac{3{,}67 - 2{,}72}{3{,}67} = 0{,}26 = 26$ vH und stellte sich aus folgenden Einzelwerten zusammen:

Vorwärmer	5,9 vH
Rauchgasvorwärmer	12,3 »
Sekundärluft-Automaten, Ueberwachung usw. als Restglied	7,8 »
zusammen	26,0 vH

Die Garantie wurde wesentlich überschritten. Die monatlich erwiesene Ersparnis betrug über 6500 ℳ.

die von einem bestimmten Schacht herrührt, so ist es genügend, nur eine vollständige Analyse zu machen, durch die der chemisch gebundene Wassergehalt, die Asche, der kalorimetrische Heizwert und der Wasserstoff bestimmt werden. Um den nutzbaren Heizwert zu ermitteln, muß man die Lagerfeuchtigkeit bestimmen, indem eine Probe unmittelbar aus dem Haufen oder besser aus dem Wagen während des Wägens entnommen, einige Tage getrocknet und das Gewicht des dabei verdunsteten Wassers ermittelt wird. Da dieser Feuchtigkeitsgehalt sehr oft wechselt, so muß er täglich ermittelt werden. Ist nun einmal eine vollständige Analyse einer Kohlensorte vorhanden, so genügt zur Bestimmung des Heizwertes einer andern Menge Kohle aus demselben Schacht die einfache Feststellung des Aschengehaltes, wie sie in jedem kleinen Laboratorium vorgenommen wird. Bezeichnet man mit K_c und K_{c1} den kalorimetrischen Heizwert der ersten und der zweiten Probe und mit a und a_1 den entsprechenden Aschengehalt, so ist

$$K_{c1} = \frac{K_c(1 - a_1)}{1 - a},$$

wobei K_c und a durch die erste Analyse bestimmt wurden.

Beim Einkauf sollte die Kohle stets nach dem Heizwert beurteilt werden; denn im Grunde kommt es doch auf die in 1 kg enthaltene Wärmemenge und auf den Preis hierfür an. Es sollten daher stets Analysen der betreffenden Kohlensorten in der vorgezeichneten verbilligten Weise durchgeführt werden. Selbstverständlich sind die sonstigen Eigenschaften der Kohle, wie Art der Schlackenbildung, Stückgröße, übermäßiger Aschen- und Schwefelgehalt, Lagerungsmöglichkeit, flüchtige Bestandteile usw., mit zu berücksichtigen. Demnach darf wohl der Preis der Wärmeeinheit, aber nicht die gekaufte Anzahl der Wärmeeinheiten schwanken. Es empfiehlt sich daher, die Kohlen nach Wärmeeinheiten und nicht nach Kilogrammen zu kaufen.

Es empfiehlt sich, den vollständigen Umbau von Kesselanlagen auf folgenden Grundlagen vorzunehmen. Bei der Umwandlung der Kohlenwärme in Dampfwärme lassen sich erfolgreich nur zwei Verluste bekämpfen:

Erstens der Verlust durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Ruß, der durch selbsttätige Feuerungen, oder falls solche zu teuer sind, durch Handfeuerungen mit selbsttätig geregelter Primär- und Sekundär-Druckluft verringert werden muß. Selbsttätige Dauerprüfgeräte zur Bestimmung dieser unvollkommenen Verbrennung gibt es nicht.

Der zweite Verlust ist der Abgasverlust als Funktion der Temperatur und der Gasmenge. Er wird in vH des Kohlenwertes durch die bekannte Formel ausgedrückt:

$$V = 0{,}66\,\frac{T - t}{CO_2}\,\text{vH},$$

wobei T und t die Temperaturen der Abgase und der Kesselhausluft bezeichnen, während der Kohlensäuregehalt die Gasmenge vertrittt. Zur Verringerung dieses Verlustes empfiehlt es sich in erster Linie, die Abgastemperatur durch Rauchgasvorwärmer möglichst zu verringern, weil das Verfahren unabhängig vom Heizer ist, und weil dann die Verringerung des Luftüberschusses oder der Gasmenge keine weiteren wesentlichen Vorteile bringt. Obgleich es brauchbare Gasanalysatoren zur Anzeige des Luftüberschusses gibt, nützen sie doch nur bei gutem Willen des Heizers.

Demnach bleibt von Dauer-Meßgeräten nur der Wassermesser, weil er nicht nur zur Bestimmung des 1000 kg-Dampfpreises nötig ist, sondern auch angibt, wieviel Dampf das Kesselhaus geliefert hat. Einige Rauchgas-Analysatoren oder Ersatzgeräte sind sehr erwünscht, um die Feuerungen auf die günstigste Arbeitsweise einzustellen, während für Dauermessungen höchstens noch die billigen Verbund-Zugmesser in Frage kommen.

Zusammenfassung.

Hinweis auf die Wichtigkeit und Durchführbarkeit von Kesselhaus-Reorganisationen. Beschreibung der zweckmäßigen Umgestaltung zweier Kesselanlagen. Angabe der erreichten Vorteile und Ersparnisse.

Ergebnisse der Voruntersuchungen, Feststellung der Kosten und Verpflichtungen; kurze Beschreibung der Kesselanlagen und der aufgestellten Geräte: Sekundärluft-Automaten. Rippenrohr-Rauchgasvorwärmer, Abdampfvorwärmer, Wassermesser, Gasanalysatoren, Verbund-Zugmesser usw. Angaben über den erzielten Wirkungsgrad der Anlage, über den 1000 kg Dampfpreis und die gewonnene Ersparnis.

Es wird empfohlen, den Umbau von Kesselanlagen durch besondere hierfür zu gründende Gesellschaften ausführen und durch diese Dauerprüfungen anstellen zu lassen, wobei die Kosten des Umbaues durch die Ersparnisse gedeckt werden, die während der entsprechend lang bemessenen Dauerprüfung erzielt werden.

Untersuchungen über magnetische Hysteresis.[1]

Von Dr.-Ing. F. Holm in Berlin.

Für die mit Magnetisierungsvorgängen verbundene Erscheinung der Hysteresis bietet noch immer die Webersche Molekulartheorie die einleuchtendste Erklärung. Weber verbindet mit der Magnetisierung von Eisen die Vorstellung, daß dessen von Natur magnetische, aber wirr durcheinander liegende Moleküle durch die magnetisierende Kraft gerichtet werden. Unter der weiteren Annahme, daß bei dieser Umlagerung zwischen den einzelnen Molekülen Reibungskräfte auftreten, ergibt sich als notwendige Folge die Hysteresis, das Nachhinken der magnetischen Sättigung hinter der Feldstärke bei Aenderungen des magnetischen Zustandes und eine der Reibungsarbeit entsprechende Energievergeudung, Fig. 1. Bald nach der Beobachtung dieser Erscheinung wurde auch nachgewiesen, daß bei der graphischen Darstellung eines magnetischen Kreisprozesses (Sättigung B als Funktion der Feldstärke $\mathfrak{H}$) der Flächeninhalt der Hysteresisschleife ein Maß für die Ummagnetisierungsarbeit, die durch Reibung vergeudete Energie, darstellt.

Sämtliche Versuche, einen genauen mathematischen Zusammenhang zwischen der Hysteresisarbeit und der Sättigung zu finden, sind ebenso gescheitert wie das Suchen nach einer mathematischen Beziehung zwischen magnetischer Sättigung und magnetisierender Kraft. Die vielen empirischen Formeln gelten sämtlich nur mit Einschränkungen; die größte praktische Bedeutung haben die Steinmetzschen Gesetze erlangt.

Fig. 1. Magnetische Kreisprozesse.

Zuerst hat Steinmetz auf Grund umfangreicher Versuche das Gesetz[2])

$$a_{h\,\mathrm{Erg}} = \eta\, B_{\max}^{1,6}$$

aufgestellt, welches aussagt, daß bei einem vollen magnetischen Kreisprozeß zwischen den Sättigungsgrenzen $+B_{\max}$ und $-B_{\max}$ die Hysteresisarbeit für 1 ccm Eisen der 1,6ten Potenz der größten Sättigung proportional ist. Bald darauf erweiterte derselbe Forscher sein erstes Gesetz durch ein

[1]) Der ausführliche Versuchsbericht wird in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten veröffentlicht werden.

[2]) ETZ 1892 S. 136.

zweites — für beliebige Kreisprozesse gültiges — Gesetz [1])

$$a_{h\,\mathrm{Erg}} = \eta \left(\frac{\Delta B}{2}\right)^{1,6},$$

nachdem er — ebenfalls auf Grund vieler Versuche — festgestellt zu haben glaubte, daß der Ummagnetisierungsverlust gar nicht von dem absoluten Wert der Sättigung, sondern nur von dem Unterschied der Grenzwerte der magnetischen Induktion ($\Delta B = B_1 - B_2$) abhänge.

Da die erste Steinmetzsche Formel das weite Gebiet aller Magnetisierungen durch den gewöhnlichen Wechselstrom umfaßt, hat sie von Anfang an ein ihrem praktischen Wert entsprechendes Interesse gefunden und ist auch häufig nach den verschiedensten Richtungen hin mit gut übereinstimmenden Ergebnissen nachgeprüft worden. Das zweite allgemeinere Steinmetzsche Gesetz dagegen — so beachtenswert auch für den Theoretiker die überraschend einfache Beziehung war — hatte zunächst nur geringe praktische Bedeutung.

Jedoch mehren sich in neuerer Zeit die Fälle, wo das Eisen nicht von reinen Gleich- oder Wechselströmen magnetisiert, sondern gleichzeitig mehreren induzierenden Einflüssen unterworfen wird. Hierher gehört z. B. die gleichzeitige Induktion durch Gleich- und Wechselstrom oder überhaupt durch Ströme verschiedener Frequenz; ferner die Induktion des im Wechselfeld umlaufenden Ankers eines Wechselstrommotors, die Induktion durch Ströme, deren Schwingungen aus Grund- und Oberschwingungen zusammengesetzt sind, usw.

Die magnetischen Vorgänge im Läufer eines Wechselstrom-Reihenmotors sollen hier als praktisches Beispiel näher betrachtet werden. Das von der Ständerwicklung erzeugte feststehende Wechselfeld kann man — wie es Ferraris für die Theorie des Einphasen-Induktionsmotors vorgeschlagen hat — in zwei unveränderliche Drehfelder zerlegen, deren jedes einzeln halb so stark ist wie das Wechselfeld im Augenblick seines Höchstwertes, und die beide — einander entgegen — synchron mit dem erregenden Wechselstrom umlaufen. Da nun — wenn vielleicht auch nicht mit absoluter Genauigkeit, so doch sicher in größter Annäherung — die Verhältnisse für drehende und für Wechselstrommagnetisierung gleich sind, so ergeben beide Drehfelder zusammen die Wirkung des Wechselfeldes.

Bei völlig synchronem Lauf des Motors bewegt sich der Läufer synchron mit dem einen Felde, das im gleichen Sinn umläuft. Dieses bedingt für jedes Eisenteilchen einen unveränderlichen magnetischen Zustand, eine »Grundsättigung«, wie eine Gleichstrominduktion. Das zweite Drehfeld lagert sich derartig über das erste, daß das Eisen um diese Grundsättigung herum magnetische Schwingungen erfährt. Das Ergebnis sind für jeden Teil des Läufereisens »unsymmetrische« magnetische Kreisprozesse zwischen zwei Grenzsättigungen B_1 und B_2, wie sie Steinmetz bei der Aufstellung seines zweiten Gesetzes im Auge gehabt hat.

Sobald der Motor — wie in den meisten Fällen — nicht synchron läuft, hat die »Grundsättigung« keinen festen Wert mehr, vielmehr wird der Läufer dann auch durch das erste Drehfeld zyklischen Magnetisierungsprozessen — und zwar mit der Frequenz der Schlüpfung — unterworfen. Fig. 2 zeigt für einen solchen Fall schematisch die Uebereinanderlagerung der beiden Felder. Die Schwingungen ergeben zyklische Prozesse gleichen Sättigungsintervalles bei verschiedener absoluter Sättigung.

Fig. 2.

Zeitlicher Verlauf der Induktion im Läufereisen eines Wechselstrom-Reihenmotors.

[1]) ETZ 1892 S. 519.

Es braucht kaum betont zu werden, daß in diesen und ähnlichen Fällen die Kenntnis der Hysteresisverluste von großer Bedeutung und z. B. die Vorbedingung für eine Vorausberechnung des Wirkungsgrades ist.

Bei der Verwendung des zweiten Steinmetzschen Gesetzes fand man jedoch nicht die gleiche befriedigende Uebereinstimmung zwischen der theoretischen Rechnung und den praktischen Ergebnissen wie bei den symmetrischen Magnetisierungszyklen, die das erste Gesetz umfaßt. Diese auch vom Verfasser gelegentlich festgestellten Abweichungen [1]) boten den Anlaß, die Hysteresiserscheinung — mit besonderer Berücksichtigung der bei unsymmetrischen Zyklen auftretenden Verluste — planmäßig zu untersuchen.

Als Versuchstoff wurde ein Paket von gestanzten, einseitig mit Papier beklebten Blechringen benutzt, die im Mittel 0,5 mm stark waren und einen äußeren Durchmesser von 420 mm, einen Innendurchmesser von 399,8 mm hatten. Die verwandten 99 Bleche hatten also einen Eisenquerschnitt von fast genau 5 qcm. Die nach Bedarf über den Ring gelegten Wicklungen wurden immer gleichmäßig über den ganzen Umfang verteilt.

Die von Steinmetz benutzten Meßverfahren — mit Wechselstrom oder mit dem Magnetometer — erschienen für den vorliegenden Zweck zu ungenau. Es wurde für die Hauptversuche mit befriedigendem Erfolg ein von Evershed und Vignoles vorgeschlagenes und von Heinke im Handbuch der Elektrotechnik Band II empfohlenes ballistisches Verfahren benutzt, das für den besondern Fall noch entsprechend vervollkommnet wurde.

Die ballistisch aufgenommenen

symmetrischen Magnetisierungszyklen

nach Fig. 3 lassen die allgemeinen magnetischen Eigenschaften des Versuchseisens erkennen. Die Zahlentafel 1 gestattet eine Prüfung des ersten Steinmetzschen Satzes.

Zahlentafel 1.

B_{max}	f qcm	a Erg	η
15 380	23,62	9400	0,00188
14 700	21,04	8375	179
13 575	18,48	7355	180
11 875	14,62	5820	176
8 875	9,35	3720	179
6 700	5,80	2309	175
3 418	2,15	856	190
1 390	0,515	205	192

Aus dem Flächeninhalt f der Schleife wurde die Hysteresisarbeit a in Erg für 1 ccm Eisen ermittelt. η stellt den Steinmetzschen Koeffizienten $\eta = \frac{a}{B_{max}{}^{1,6}}$ dar. Der erste und die beiden letzten Werte unterscheiden sich nicht unwesentlich von den Werten 2 bis 6, welche in befriedigender Uebereinstimmung mit dem ersten Steinmetzschen Gesetz keine erhebliche Abweichung von ihrem Mittelwert $\eta_m = 0,00178$ aufweisen [2]).

Die zweite Versuchsreihe, die Aufnahme

unsymmetrischer Magnetisierungszyklen,

schloß sich zunächst dem Steinmetzschen Vorbild an, indem bei 9 magnetischen Zyklen (vergl. Fig. 4) stets von demsel-

[1]) Gleiche Beobachtungen teilt Niethammer in der Elektrotechnischen Zeitschrift 1898 S. 688 mit. Während der Drucklegung dieses Aufsatzes erhielt der Verfasser von dem italienischen Physiker Vallauri in Mailand den Sonderabdruck eines von jenem kürzlich vor der Associazione Elettrotecnica Italiana gehaltenenen Vortrages, in dem ebenfalls das Problem der unsymmetrischen Magnetisierungszyklen eingehend und mit ähnlichen Ergebnissen behandelt wird.

[2]) Gumlich und Rose (ETZ 1905 S. 503 u. f) haben bei ihren Versuchen für die größten und kleinsten Induktionen dieselbe Zunahme des Steinmetzschen Koeffizienten beobachtet.

Fig. 3.

Symmetrische Magnetisierungszyklen mit verschiedenem Sättigungsintervall.

ben magnetischen Zustand des Eisens (entsprechend Punkt P) ausgegangen und nur das Magnetisierungsintervall geändert wurde. Die Kurven geben ein anschauliches Bild von den magnetischen Vorgängen und unterstützen den — zuerst wohl von Madelung[1]) scharf gefaßten — Satz, daß jeder Kurvenzug für einen magnetischen Kreisprozeß durch den Umkehrpunkt, von dem er ausgeht, eindeutig bestimmt ist. Alle Kurven folgen, von dem gleichen Umkehrpunkt P ausgehend, zunächst dem gleichen Kurvenzuge und laufen rückwärts sämtlich wieder tangential im gleichen Punkte zusammen. Es wird auch die Theorie bestätigt, daß in einer solchen Kurvenschar jede kleinere Schleife vollständig innerhalb der größeren liegen muß.

Fig. 4.

Unsymmetrische Magnetisierungszyklen mit verschiedenem Sättigungsintervall bei gleicher Ausgangssättigung.

Die in Zahlentafel 2 zusammengestellten Arbeitswerte für die letzten magnetischen Kreisprozesse zeigen im Gegensatz zu den früheren Ergebnissen bereits erhebliche Abweichungen gegenüber den von Steinmetz aufgestellten Gesetzen. Der Quotient $\frac{a}{\left(\frac{B-B'}{2}\right)^{1,6}}$ hat anfangs zwar einen ziemlich gleichbleibenden, dem früher ermittelten ähnlichen Wert; doch wächst vom Versuche f ab die Ummagnetisierungsarbeit weit schneller, als nach dem allgemeinen Steinmetzschen Gesetz zu erwarten ist, bis schließlich der Quotient η den 3,5fachen Betrag erreicht. Bei dem Versuch, dieses Ergebnis durch eine zeichnerische Darstellung zu veranschaulichen, um aus dem Bilde etwa eine Gesetzmäßigkeit abzuleiten, sieht man sich vor die Frage gestellt, zu welcher Größe man den Arbeitsverbrauch ins Verhältnis setzen soll. Eine Darstellung von η wäre ja verfehlt, nachdem dieser von Steinmetz rein

Zahlentafel 2.

	B	B'	$B - B'$	f qcm	a Erg	$\eta = \frac{a}{\left(\frac{\Delta B}{2}\right)^{1,6}}$
a	+ 14 650 konst.	− 14 650	29 300	21,45	8530	0,00184
b		− 12 800	27 450	18,81	7480	180
c		− 9 870	24 520	15,86	6310	181
d		− 5 670	20 320	12,20	4855	189
e		− 2 130	16 780	9,84	3910	206
f		+ 2 700	11 950	7,24	2880	261
g		+ 5 550	9 100	6,02	2390	335
h		+ 9 085	5 565	3,58	1424	439
i		+ 11 830	2 820	1,80	716	656

empirisch gefundene Faktor gerade durch die letzten Ergebnisse jegliche Bedeutung — wenigstens für den vorliegenden Fall — offenkundig verloren hat. Aber auch eine Beziehung des Arbeitsverlustes zu den Magnetisierungs-Endwerten oder zu dem Unterschied der Sättigungsgrenzen erscheint nicht angängig, da hierbei offenbar der ganz willkürlich gewählte und allen Magnetisierungsprozessen gemeinsame Anfangswert einen nicht prüfbaren Einfluß ausübt.

Es erschien daher zweckmäßig, zunächst überhaupt auf die weitere Behandlung der letzten Ergebnisse zu verzichten und

eine dritte Versuchsreihe

aufzunehmen, die ein klareres Bild versprach. Der wesentliche Unterschied zwischen diesen neuen in Fig. 5 dargestellten Versuchen und den vorhergehenden an Steinmetz angeschlossenen besteht darin, daß die Magnetisierungsprozesse verschiedene Induktionsintervalle umfassen und nicht mehr von einem gemeinsamen Anfangszustand ausgehen: vielmehr beginnt jede Magnetisierungsschleife mit einer andern Induktion B. Dafür wurde aber der Unterschied der Sättigungsgrenzen ΔB für sämtliche Magnetisierungsprozesse möglichst gleich (= 2800) gewählt. Die größten Abweichungen von diesem Wert sind nur = ± 3 vH und können das Gesamtbild nur unwesentlich beeinträchtigen.

Bei der Auswertung dieser Versuche (Zahlentafel 3 zeigt sich nun — wie schon der Augenschein der Figur 5 lehrt — daß für die 8 Magnetisierungszyklen mit gleicher Amplitude die Ummagnetisierungsarbeiten durchaus nicht gleich sind Diese nehmen vielmehr mit der absoluten Höhe der Induktion — beträchtlich — bis zu einem mehr als vierfachen Werte —

[1]) Göttinger Dissertation.

Zahlentafel 3.

	B	B'	ΔB	f	a
				qcm	Erg
a	+ 15 410	+ 12 580	2830	4,47	890
b	+ 14 700	+ 11 880	2820	3,52	700
c	+ 13 500	+ 10 690	2810	3,01	598
d	+ 12 800	+ 10 020	2780	2,49	495
e	+ 11 800	+ 9 000	2800	2,10	417
f	+ 10 630	+ 7 830	2800	2,01	399
g	+ 8 830	+ 6 040	2790	1,58	314
h	+ 1 395	— 1 375	2770	1,05	205

Fig. 5.

Unsymmetrische Magnetisierungszyklen mit gleichem Sättigungsintervall bei verschiedener absoluter Sättigung.

zu. In Fig. 5 sind die Ummagnetisierungsarbeiten für die Amplitude ΔB = rd. 2800 über den zugehörigen Ausgangsinduktionen aufgetragen. Die Kurve zeigt einen stetigen Verlauf.

Zum Beweise dafür, daß diese den Steinmetzschen Versuchen widersprechenden Ergebnisse nicht etwa eine Folge des abweichenden Verfahrens seien, war es notwendig, die mit Gleichstrom durchgeführten Magnetisierungsversuche durch

dynamische Versuche mittels Wechselstromes

nachzuprüfen, wie sie von Steinmetz bei der Magnetisierung von weichem Eisen ausschließlich verwandt worden sind. Der Wechselstrom wurde für sämtliche Messungen einer älteren Maschine von Schuckert & Co. entnommen, die bei einer über die Oberfläche des Ringankers fein verteilten Wicklung eine vorzüglich glatte Spannungskurve bei fast genau sinusförmigem Charakter liefert. Wechselstrom und Spannung wurden mit dynamometrischen Instrumenten gemessen und ihr zeitlicher Verlauf im Oszillographen photographisch festgelegt. Aus den Spannungsbildern wurden durch Planimetrierung die magnetischen Sättigungen, aus den Strombildern die zugehörigen Stromstärken ermittelt. Die Eisenverluste wurden mit dem Wattmesser bestimmt. Hierbei zeigten sich Unterschiede zwischen den bei Wechselstrom gemessenen Eisenverlusten und den früher ballistisch ermittelten Hysteresisarbeiten. Die Mehrbeträge für die Wechselstrommagnetisierung ließen sich jedoch zwanglos als Wirbelstromverluste erklären, deren Gesetz

$$a_w = \xi \, \nu^2 \, B^2_{max} \, 10^{-7} \text{ Watt}$$

sie mit einem mittleren Wirbelstromkoeffizienten $\xi = 3{,}1 \cdot 10^{-7}$ gut entsprachen. Die Ergebnisse berechtigten zu dem Schluß, daß sowohl die Magnetisierung selbst wie die Größe der reinen Ummagnetisierungsarbeit für jeden Zyklus bei Gleich- und Wechselstrom-Magnetisierung völlig dieselbe, d. h. von der Frequenz unabhängig ist, sobald man die Wirbelströme als eine sekundäre Erscheinung gebührend berücksichtigt.

Hiernach war vorauszusehen, daß auch die angeschlossenen

dynamischen Untersuchungen
von unsymmetrischen Magnetisierungsprozessen

die gleichen Ergebnisse wie die entsprechenden früheren ballistischen Messungen, Fig. 4 und 5, liefern mußten. Der Ring wurde jetzt gleichzeitig durch die Wechselstromdynamo und eine Akkumulatorenbatterie erregt, die in Reihe geschaltet waren. Die Batterie erzeugte zunächst durch einen Gleichstrom J_G eine Grundsättigung B_0. Wurde sodann von der Dynamo eine Wechselspannung hinzugegeben, so wurde das Eisen magnetischen Prozessen ähnlich denen in Fig. 4 und 5 unterworfen, indem sich über den Gleichstrom ein Wechselstrom lagerte. Die Wechselspannung wurde allein durch die Erregung der Dynamo, die Gleichstromspannung durch Zu- und Abschalten einzelner Akkumulatorenzellen geregelt. Bei Vermeidung jeglichen Vorschaltwiderstandes war also stets in guter Annäherung eine sinusförmige Wechsel-*EMK* zu erwarten. In Zahlentafel 4 sind die sich bei diesen Versuchen ergebenden reinen Hysteresisarbeiten in Watt zusammengestellt. Die 5 Versuchsreihen I bis V unterscheiden sich lediglich durch die Zahl der eingeschalteten Akkumulatorenzellen (0 bis 4), d. h. durch die Größe der Gleichstromkomponente J_G und die Höhe der Grundsättigung B_0. Innerhalb dieser 5 Reihen wurde — soweit die Versuchseinrichtungen es gestatteten — auf 10 bestimmte Werte der *EMK* (zwischen 7,9 und 93 V) eingeregelt, so daß immer die untereinander stehenden Versuche in Zahlentafel 4 Magnetisierungsprozesse von gleicher *EMK* und gleicher Kraftlinienamplitude sind. Stellte man also die sämtlichen Vorgänge bildlich zusammen, so würde jede der 10 senkrechten Reihen eine der Figur 5 ähnliche Tafel ergeben und magnetische Kreisprozesse von gleicher Amplitude mit den verschiedensten absoluten Sättigungswerten enthalten.

Ich verzichtete darauf, aus den zu Versuchsreihe 1, 5 und 9 aufgenommenen Oszillogrammen, Fig. 6a bis 61[1]), die magnetischen Prozesse zeichnerisch darzustellen, da die Schleifen wegen der Wirbelströme doch kein reines Bild der Hysteresis gegeben hätten und auch die richtige Lage

[1]) Den Versuchen der 1., 5. und 9. Reihe sind zur Orientierung die Bezeichnungen (a bis l) der ihnen angenähert entsprechenden Oszillogramme beigefügt. Die Abweichungen erklären sich daraus, daß die oszillographischen Aufnahmen den Einbau eines Nebenschlusses erforderten und während der Aufnahmen auch nicht die *EKM*, sondern die primäre Klemmenspannung mit dem Spannungsmesser gemessen wurde.

Zahlentafel 4.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	E = 7,9 ΔB = 2820	18,0 6450	25,0 8960	39,9 14 300	55,4 19 830	65,1 23 350	75,0 26 900	81,9 29 350	87,8 31 600	93 Volt 32 700
I. 0 Zellen, $J_G = 0$ Amp	a 0,68	2,61	3,95	8,02	f 13,89	18,03	24,15	28,89	i 33,9	38,52
II. 1 Zelle, J_G = rd. 0,75 Amp	b 1,33	4,33	5,95	10,17	g 15,09	18,53	24,15	27,99	k 33,3	37,92
III. 2 Zellen, J_G = rd. 1,5 Amp	c 1,78	5,33	6,95	11,52	h 15,69	19,78	24,15	27,39	l 32,7	—
IV. 3 Zellen, J_G = rd. 2,25 Amp	d 1,98	5.83	8,05	—	—	—	—	—	—	—
V. 4 Zellen, J_G = rd. 3,0 Amp	e 2,08	6,08	—	—	—	—	—	—	—	—

Fig. 6a bis l.

Oszillogramme von Strom und Spannung bei gleichzeitiger Magnetisierung durch Gleich- und Wechselstrom.

a

$E_{p\,\text{eff.}} = 7{,}5$ V, $J_{\text{eff.}} = 0{,}2$ Amp, $J_G = 0$ Amp, $H_G = 0$

b

$E_{p\,\text{eff.}} = 7{,}9$ V, $J_{\text{eff.}} = 0{,}8$ Amp, $J_G =$ rd. 0,6 Amp, $H_G =$ rd. 2,9

c

$E_{p\,\text{eff.}} = 7{,}9$, $J_{\text{eff.}} = 1{,}52$ Amp, $J_G =$ rd. 1,3 Amp, $H_G =$ rd. 6,4

d

$E_{p\,\text{eff.}} = 7{,}9$ V, $J_{\text{eff.}} = 2{,}2$ Amp, $J_G =$ rd. 1,85 Amp, $H_G =$ rd. 9

e

$E_{p\,\text{eff.}} = 7{,}9$ V, $J_{\text{eff.}} = 2{,}8$ Amp, $J_G =$ rd. 2,5 Amp, $H_G =$ rd. 12,2

f

$E_{p\,\text{eff.}} = 55{,}4$ V, $J_{\text{eff.}} = 0{,}56$ Amp, $J_G = 0$ Amp, $H_G = 0$

g

$E_{p\,\text{eff.}} = 55{,}4$ V, $J_{\text{eff.}} = 1{,}5$ Amp, $J_G =$ rd. 0,6 Amp, $H_G =$ rd. 2,9

h

$E_{p\,\text{eff.}} = 55{,}4$ V, $J_{\text{eff.}} = 2{,}74$ Amp, $J_G =$ rd. 1,3 Amp, $H_G =$ rd. 6,4

i

$E_{p\,\text{eff.}} = 87{,}8$ V, $J_{\text{eff.}} = 2{,}47$ Amp, $J_G = 0$ Amp, $H_G = 0$

k

$E_{p\,\text{eff.}} = 87{,}8$ V, $J_{\text{eff.}} = 3{,}05$ Amp, $J_G =$ rd. 0,6 Amp, $H_G =$ rd. 2,9

l

$E_{p\,\text{eff.}} = 87{,}8$ V, $J_{\text{eff.}} = 3{,}95$ Amp, $J_G =$ rd. 1,3 Amp, $H_G =$ rd. 6,4

der einzelnen Schleifen im Gesamtbild äußerst schwer — wenn nicht gar unmöglich — genau festzustellen ist. Die Oszillogramme wurden lediglich aufgenommen, weil die einfache Ueberlegung kaum das Bild der zu erwartenden Kurvenzüge vermitteln kann. Die Aufnahmen zeigen, daß die Stromkurve unter dem Einfluß der Gleichstromkomponente — namentlich in der Gegend des Knies der Magnetisierungskurve — ihren Charakter vollständig ändert. Die unsymmetrische Gestalt ist bedingt durch den Verlauf der Magnetisierungskurve, die mit zunehmender Sättigung für gleiche Kraftlinienamplituden stark wachsende Stromamplituden verlangt.

An die Zahlentafel 4 lassen sich Ueberlegungen anknüpfen, die nicht nur die früheren Messungen bestätigen, sondern sogar die aus diesen gewonnenen Anschauungen erweitern. Die Spalte 1, welche die Magnetisierungsprozesse mit kleinster Kraftlinienamplitude enthält und den ballistischen Versuchen nach Fig. 5 am nächsten kommt, zeigt genau die gleiche Richtung hinsichtlich der Abhängigkeit des Hysteresisverlustes von dem Wert der absoluten Sättigung. Für die fünf Magnetisierungsprozesse kann man gleiche Kraftlinienamplitude ΔB voraussetzen, die fünf Kreisprozesse unterscheiden sich lediglich durch den absoluten Wert der Sättigungsbereiche, in denen sie sich abspielen. Während der erste Versuch ohne jede Gleichstromkomponente noch die völlig symmetrische Hysteresisschleife der reinen Wechselstrom-Magnetisierung ergibt, liegt der fünfte Versuch bereits zum großen Teil oberhalb des Knies der Magnetisierungskurve. Bei sämtlichen fünf Prozessen müßte nach dem Steinmetzschen Satz

$$a_h = \eta \left(\frac{\Delta B}{2}\right)^{1,6}$$

die Hysteresisarbeit den gleichen Wert ergeben. Wir sehen aber wieder, daß ganz im Gegenteil die Arbeitsbeträge außerordentlich — bis zum dreifachen Betrage — zunehmen.

Gleichzeitig ist aber deutlich zu erkennen, daß die Unterschiede mehr und mehr verschwinden und sich die Hysteresisarbeitswerte der unsymmetrischen Kreisprozesse gemäß Steinmetz denen der symmetrischen nähern, je größer die Amplituden der Magnetisierungsprozesse werden. In Spalte 7 ($\Delta B =$ rd. 27000) erscheint das Steinmetzsche Gesetz bereits haarscharf erfüllt, bei größeren Amplituden scheint die Hysteresisarbeit sogar mit zunehmender absoluter Sättigung abzunehmen. Auch bei der zweiten ballistischen Versuchsreihe (vergl. Fig. 4 und Zahlentafel 2) hatte sich gezeigt, daß die bei unsymmetrischen Kreisprozessen festgestellte Abweichung von dem Steinmetzschen Gesetz mit zunehmender Amplitude geringer wurde und schließlich ganz verschwand. Wieder besteht also volle Uebereinstimmung zwischen den Ergebnissen der ganz verschiedenartigen Versuche mit Gleich- und Wechselstrom

Schlußfolgerungen.

Die in der vorliegenden Arbeit mitgeteilten Messungen beweisen also zunächst die Ungültigkeit des erweiterten

Steinmetzschen Gesetzes: $a = \eta \left(\frac{B_1 - B_2}{2}\right)^{1,6}$. Aus den in Fig. 5 dargestellten Versuchen geht hervor, daß magnetische Kreisprozesse gleicher Amplitude und verschiedener absoluter Induktion außerordentlich verschiedene Energiemengen verbrauchen. Dieses Ergebnis hat eine praktische Bedeutung für die Berechnung der Eisenverluste in den zu Beginn des Aufsatzes gekennzeichneten Fällen. Es wird nicht angängig sein, auch bei unsymmetrischen Magnetisierungsprozessen durchweg mit dem gleichen Hysteresiskoeffizienten η die Eisenverluste zu berechnen; vielmehr erscheint es erforderlich, in jedem einzelnen Fall die Hysteresisverluste für die verschiedenen absoluten Sättigungen durch Versuch zu ermitteln.

Darüber hinaus gewinnen die Ergebnisse aber theoretische Bedeutung, wenn wir sie vom Standpunkt der Molekulartheorie betrachten. Im Gegensatz zu Magnetisierungsprozessen unterhalb des ersten Knies der Magnetisierungskurve, die fast ohne Energieverluste umkehrbar sind, müssen magnetische Prozesse bei höheren Induktionen nach Ewing erhebliche Energiebeträge erfordern. Und zwar scheinen diese Beträge für Zyklen gleicher Amplitude (vergl. Fig. 5) zunächst in dem Maße langsam zuzunehmen, wie die Molekülketten bei absolut höheren Induktionen mehr und mehr gesprengt werden. In dem Sättigungsgebiet aber, wo schon der scharfe Bogen in der Magnetisierungskurve bedeutsame Veränderungen im Gefüge des Materials erkennen läßt, wachsen die Ummagnetisierungsverluste in starker Steigerung. Es ist vielleicht zweckmäßig, von einer »spezifischen Ummagnetisierungsarbeit« für jeden magnetischen Sättigungsgrad in dem Sinne zu sprechen, daß diese Arbeit die Energievergeudung bei einem Kreisprozesse mit einer Einheitsamplitude darstellt und ein Charakteristikum für das molekulare Gefüge des Stoffes in der betreffenden Zone bedeutet. Ueber das Verhalten des Stoffes in noch höheren Sättigungsgebieten jenseits des zweiten magnetischen Knies gibt diese Versuchsreihe keinen Aufschluß, vielleicht aber die Versuchsreihen in Zahlentafel 4. Auch hier sehen wir innerhalb der ersten Spalten (1 bis 6), daß die bei der Ummagnetisierung vergeudete Energie für Kreisprozesse gleicher Amplitude mit der absoluten Größe der Induktion zunimmt. Es ist aber auch deutlich erkennbar, daß diese Unterschiede mit der Vergrößerung der Magnetisierungsamplitude mehr und mehr verschwinden. Je mehr sich die Flächen der einzelnen Kreisprozesse überdecken, um so weniger tritt das in den verschiedenen Induktionszonen beobachtete spezifische Verhalten des Stoffes hervor. Es können also z. B. die Schleifen (aus einer der Spalten 3 bis 6), die sich zwar in den absoluten Sättigungswerten noch voneinander unterscheiden, aber so große Amplituden besitzen, daß sie doch sämtlich das obere Knie der Magnetisierungskurve mit der an dieser Stelle beobachteten großen Energievergeudung umfassen, schließlich keine großen Unterschiede in der Hysteresisarbeit aufweisen. Auffallend ist aber die Erscheinung, daß in den drei letzten Spalten (8 bis 10), wo die Schleifen einen Sättigungsbereich von ungefähr 30000 Kraftlinien/qcm umfassen und sich in ihrem größten Teil decken, die Kreisprozesse mit absolut höheren Induktionswerten eine Abnahme der Hysteresisarbeit aufweisen. Dies läßt mit Sicherheit darauf schließen, daß bei sehr hohen Induktionen die »spezifische Ummagnetisierungsarbeit« (in dem oben definierten Sinne) wieder abnimmt — auch im Einklang mit der Molekulartheorie. Erinnert man sich ferner der von mehreren Forschern (z. B. von Rayleigh und Roeßler) einwandfrei nachgewiesenen Tatsache, daß unterhalb des ersten magnetischen Knies bei schwachen Induktionen die Hysteresisarbeiten sehr klein werden, so erkennt man, daß die von Ewing aus der Molekulartheorie abgeleiteten Gesetze für den Hysteresisverlust in den einzelnen Sättigungsgebieten durch die Versuche nunmehr voll bestätigt sind.

Nachdem so ein mathematisch vorläufig nicht festzulegender Zusammenhang zwischen Hysteresisverlust und Induktion festgestellt ist, kann man sich der Ueberzeugung nicht verschließen, daß eine so einfache Beziehung wie das von Steinmetz für symmetrische Kreisprozesse aufgestellte Gesetz

$$a = \eta \, B_{max}^{1,6}$$

nur in beschränktem Umfang und nur für einen Sättigungsbereich gelten kann, wo sich die »spezifische Ummagnetisierungsarbeit« nicht wesentlich oder doch wenigstens stetig mit der Induktion ändert, d. h. in dem für die Praxis wichtigen Teil der Magnetisierungskurve zwischen dem ersten und zweiten Knie. Immerhin stimmt bei symmetrischen Magnetisierungsprozessen, wie ja auch die oben mitgeteilten Versuche (Zahlentafel 1) zeigen, die Steinmetzsche Beziehung auch noch in weiteren Grenzen mit praktisch meist genügender Annäherung, weil der Energiezuwachs in den höheren Sättigungsgebieten im Verhältnis zu dem allen Prozessen gemeinsamen großen Energiebetrag bei mittlerer Induktion nicht sehr groß ist.

Der Umstand aber, daß überhaupt die verschiedensten Stoffe für einen weiten Bereich mit großer Annäherung einem Gesetz wie dem Steinmetzschen folgen, läßt doch schließen, daß die Magnetisierungsvorgänge bestimmten mathematischen Gesetzen folgen müssen. Da die obigen Versuche gezeigt haben, daß der Hysteresisverlust nicht nur von der Induktionsamplitude, sondern wesentlich auch von der absoluten Größe der Induktion abhängt, in deren Bereich der magnetische Prozeß sich vollzieht, so ist zu erwarten, daß man den allgemeinen Gesetzen für die Magnetisierung und Hysteresis näher kommt, wenn man statt der bisher fast ausschließlich beobachteten symmetrischen die unsymmetrischen Kreisprozesse eingehend untersucht.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 10. Juni, 13. Sept. und 9. Okt. 1912.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Claaßen. Schriftführer: Hr. Jackschath.
Anwesend 56 Mitglieder und 10 Gäste.

Hr. Musmacher spricht über

Fortschritte in der Kälteindustrie und der Gewinnung von Gasen.

Bei Kältemaschinen, die mit Ammoniak, schwefliger Säure und Kohlensäure betrieben werden, ist in letzter Zeit kein größerer Fortschritt eingetreten. Man verwendet jetzt aber auch mit Erfolg den Wasserdampf als Kälteträger, weil seine Verdampfungswärme an sich sehr hoch ist. Beispielsweise sind zur Verdampfung von 1 kg Wasser etwa 600 WE erforderlich.

Die Verwendung des Wasserdampfes zur Kälteerzeugung wird jedoch durch die notwendigen, außerordentlich niedrigen Drücke und die sich ergebenden hohen spezifischen Volumina erschwert. So erfordert die Temperatur von 0° die Herstellung eines absoluten Druckes von 0,006 at, d. h. eines Vakuums von 99,4 vH. Das Volumen von 1 kg Wasserdampf von 0° beträgt 205 cbm. Um eine Kälteleistung von 600 WE zu erzielen, müssen also etwa 200 cbm Dampf abgesaugt werden.

Die älteste Kältemaschine mit Wasserdampf als Kälteträger besteht im wesentlichen aus einem geschlossenen Gefäß mit normaler Kolbenluftpumpe. Hiermit waren jedoch nur ganz kleine Kälteleistungen zu erzielen. Carré saugte ab und absorbierte die Wasserdämpfe mittels hochkonzentrierter Schwefelsäure; es ist aber nie gelungen, für den Dauerbetrieb haltbare Gefäße zu erbauen.

Maurice Leblanc hat einen Kondensator mit der saugenden Wirkung eines Schleuderrad-Kondensators verbunden. Durch den oberen Stutzen strömt Dampf, meistens Abdampf, mit hoher Geschwindigkeit in den Düsenapparat und reißt die Luft aus dem Verdampferraume mit; es wird hierdurch ein Vakuum von nur 2 mm Q.-S. erzeugt, entsprechend einer Temperatur der Wasserdämpfe von —10°. In den Verdampferraum wird mittels Streudüsen eine schwer gefrierbare Salzlösung eingespritzt. Ein Teil derselben verdampft in dem hohen Vakuum, wodurch sich die Lösung auf rd. —7 bis 10° abkühlt. 1 kg verdampftes Wasser bindet hierbei etwa 600 WE. Der nicht verdampfte Teil der Salzsole wird im unteren

Teile mittels einer Schleuderradpumpe aus dem Verdampfer abgezogen und zur weiteren Verwendung von Kälte wie bei gewöhnlichen Refrigeratoren gebraucht. Der abwärts strömende Dampfstrahl nebst den mitgerissenen kalten Wasserdämpfen trifft im unteren Teile der Vorrichtung mit dem durch den Schleuderrad-Kondensator der Bauart Westinghouse angesaugten und fein zerteilten Kühlwasser zusammen, wird dadurch niedergeschlagen und ins Freie geschleudert. Solche Maschinen sind da anwendbar, wo Abdampf und genügend Kühlwasser zur Verfügung stehen. Es sind mehrere Anlagen, unter andern auch auf französischen Kriegschiffen zur Kühlung der Munitionsräume, ausgeführt.

Josse hat eine Wasserdampf-Kältemaschine ohne Pumpen gebaut[1]). Aus dem Verdampfer, in welchem ein Vakuum von etwa 0,006 at abs. gehalten wird, wird der Dampf durch einen Strahlkompressor abgesaugt und auf den Kondensatordruck, etwa 94 bis 96 vH Vakuum, verdichtet. In einem Oberflächenkondensator werden die Dämpfe niedergeschlagen. Das Kondensat wird mittels eines Wasserstrahlapparates, der durch das Kühlwasser des Kondensators betrieben wird, abgezogen. Die Dämpfe werden daher stufenweise abgesaugt und verdichtet. Die Kältemaschine hat keine beweglichen Teile, außer einer Pumpe, die das Salzwasser aus dem Verdampfer nach der Verwendungsstelle zur Abgabe von Kälte drückt. Wenn ein sicheres Arbeiten der Strahlapparate verbürgt ist, wird die Maschine an Einfachheit nicht zu übertreffen sein. Die erzielten Temperaturen betragen bis zu -7^0.

Josse hatte gefunden, daß durch Einziehen von Luft in den Verdampfer die Temperatur bis auf -15^0 erniedrigt werden kann. Bei $-3,6^0$ wurden auf 1 kg Betriebsdampf von 1,7 at abs. bei normalem Betrieb 400 WE, dagegen bei Betrieb mit Luftzusatz 800 WE erzielt. Das ist ungefähr die Leistung von andern Kältemaschinen.

Die Wasserdampfmaschinen von Josse können für viele Fälle benutzt werden. Sie werden hauptsächlich in Wohnhäusern Anwendung finden, wo die Zentralheizung Dampf von niedriger Spannung liefert und Geräusche der Kompressoren vermieden werden müssen. Bei Versorgung von Gebäuden und Gebäudegruppen mit Wärme aus einer Niederdruckdampfheizung kann eine Kälteversorgung mit eingebaut werden. Man kann dann entweder Eis erzeugen oder die gekühlte Sole zum Kühlen von Räumen usw. verwenden.

Das Verwendungsgebiet der Kältemaschinen hat sich in Deutschland auf die Erhaltung und Aufbewahrung von Lebensmitteln in hohem Maße ausgedehnt, obschon es hier noch lange nicht so groß wie in England oder in Amerika ist. Eine große Zukunft scheinen die Kältemaschinen zur Trocknung des Gebläsewindes für Hochöfen[2]) zu haben. Gailey hat für verschiedene große Hochöfen in Amerika und England, unter andern in Cardiff, mehrere Anlagen von Millionen WE ausgeführt. Auf der Gewerkschaft Deutscher Kaiser[3]) ist eine solche Anlage von 1½ Mill. WE errichtet, die aber den gehegten Erwartungen in bezug auf geringeren Koksverbrauch und gleichmäßige Eisenerzeugung nicht entsprochen haben soll.

Vielfache Verwendung haben die Kältemaschinen beim Abteufen von Schächten in schwimmendem Gebirge gefunden. Es werden hierbei etwa 1 m von der zu erbauenden Schachtwand entfernt schmiedeiserne Rohre bis etwa 5 m unter das schwimmende Gebirge reichend eingesetzt und in diese durch Tauchrohre eine kalte Flüssigkeit, z. B. ClCa-Lauge von -15 bis -20^0, gepumpt. Diese steigt in den äußeren Rohren hoch und gibt ihre Kälte an das umgebende Gebirge ab, wodurch eine feste Eiswand entsteht. Nach diesem Verfahren sind viele Schächte im Gebirge mit Süßwasser abgeteuft. Bei salzhaltigem Wasser jedoch, in dem Temperaturen der Kälteflüssigkeit von etwa -40 bis -45^0 erforderlich sind, hat das Verfahren bis vor kurzem versagt. Man mußte hier das teure und langwierige Kean-Chaudronsche Verfahren anwenden. Es ist aber jetzt gelungen, auch Schächte in stark salzhaltigem Wasser niederzubringen. Als Kälteträger wird hierbei an Stelle der ClCa-Lösung, welche bei -35^0 gefriert, eine wäßrige Alkohollösung benutzt.

Ein neues Gebiet hat die Kältetechnik bei der Herstellung von Sauerstoff, Stickstoff und Wasserstoff gewonnen. Während die Kältemaschinen hauptsächlich für Temperaturen von wenigen Graden unter dem Gefrierpunkte des Wassers gebaut werden, werden bei der Herstellung obiger Gase Temperaturen bis zu -200^0 erforderlich.

Eine Wärmeentziehung bei so tiefen Temperaturen wird in nennenswertem Maße heute noch nicht verlangt. Anderseits ist es aus wärmetheoretischen Gründen unwirtschaftlich, sehr tiefe Temperaturen zu erzeugen, wenn man nur bei geringen Kältegraden Wärme entziehen will. Zur Herstellung von 1 ltr flüssiger Luft, entsprechend einer Kälteleistung von rd. 100 WE, ist bei Temperaturen bis -193^0 mindestens 1 PS erforderlich, während moderne Kältemaschinen bei Temperaturen von -5^0 nur $^1/_{40}$ dieser Leistung gebrauchen.

Die Tieftemperaturtechnik begann mit der Verflüssigung der Luft, welche gleichzeitig Cailletet und Pictet unabhängig voneinander glückte. Beide fanden hierbei, daß Sauerstoff einen höheren Siedepunkt (-183^0) als Stickstoff (-196^0) hat. Sie hatten beide schon erkannt, daß die höhere Siedetemperatur des Sauerstoffes ermöglicht, Sauerstoff aus der Luft auf rein mechanischem Wege zu gewinnen. Ihre Versuche waren nur Laboratoriumsarbeiten. Die Schwierigkeit der Aufgabe lag vor allem daran, daß Luft eine sehr tiefe kritische Temperatur (-141^0) hat. Oberhalb dieser Temperatur läßt sie sich selbst durch die höchsten Drücke — Natterer arbeitete mit Drücken bis zu 2000 at — nicht in tropfbar flüssigen Zustand bringen. Sie muß also zunächst unter -141^0 abgekühlt werden. Bei den ersten gelungenen Versuchen zur Luftverflüssigung benutzte Cailletet hierzu eine Reihe von hintereinandergeschalteten Kältemaschinen, wobei die Verdampfung eines weniger flüchtigen Körpers die Kondensation eines unter höherem Druck stehenden, flüchtigeren Körpers bewirkte und so die tiefen zur Verflüssigung der Luft nötigen Temperaturen erreicht wurden. Pictet ließ eine Schwefligsäure- und eine Kohlensäuremaschine hintereinander arbeiten, erzielte hierbei eine Temperatur von -145^0 im Kohlensäureverdampfer und preßte die Luft auf 320 at.

Diese Verfahren haben heute nur noch geschichtlichen Wert, da sie sehr umständlich sind und verschwanden, als Linde mit seinem neuen Verfahren auftrat. Dieser baute in den 90er Jahren die erste Luftverflüssigungsmaschine, deren Arbeitsweise bekannt ist[1]). Sehr bald hat Linde den Wirkungsgrad dadurch verbessert, daß er die Luft beim Abdrosseln sich nicht auf atmosphärischen Druck, sondern von 200 at auf etwa 16 at ausdehnen ließ und dann von neuem verdichtete.

Da die Kälteleistung vom Druckunterschied, die nötige Kompressionsarbeit aber vom Druckverhältnis abhängt, so wird durch die Entspannung auf 16 at statt auf 1 at die Kälte nur um 8 vH, die erforderliche Arbeit aber um 50 vH verringert. So arbeiten fast alle Luftverflüssigungsmaschinen. Die bei der Abdrosselung auftretende Abkühlung entsteht nur durch Leistung innerer Arbeit. Luft ist bei normaler Temperatur kein ganz vollkommenes Gas. Bei einem solchen würde eine Abkühlung beim Abdrosseln nicht eintreten. Der geringe Betrag beim Abkühlen von Luft legt den Gedanken nahe, statt einfacher Abdrosselung eine Druckverminderung unter Leistung äußerer Arbeit anzuwenden, deren Aequivalent der Luft als Wärme entzogen wird. Der Gedanke, einen Expansionszylinder statt des einfachen Entspannungsventiles zu benutzen, ist alt. Die praktische Ausführung scheiterte hauptsächlich daran, daß es an einem geeigneten Schmiermittel fehlte, das bei den tiefen im Zylinder auftretenden Temperaturen noch flüssig blieb. Durch Anwendung von Petroläther, der noch bei -193^0 flüssig bleibt, gelang es Claude, eine brauchbare Luftverflüssigungsmaschine mit geringem Kraftverbrauch zu bauen. Er hat die Wirkung dieser Einrichtung noch dadurch erhöht, daß er zwei Zylinder hintereinander schaltete, wobei es gelang, mit 1 PS etwa 1 ltr flüssige Luft zu erzeugen. Der Nutzen besteht nicht in der Verflüssigung der Luft, sondern in ihrer Zerlegung in Sauerstoff und Stickstoff. Diese ist nur möglich, weil bei Sauerstoff der Siedepunkt um 13° höher liegt als bei Stickstoff. Die Verdampfung einer gewissen Menge flüssiger Luft ist jedoch nicht so einfach, daß 79 vH der Flüssigkeit als Stickstoff verdampfen und alsdann die 21 vH Sauerstoff übrig bleiben; es besteht vielmehr ein Zusammenhang zwischen der Zusammensetzung der Flüssigkeit in einem Sauerstoff-Stickstoff-Gemisch und dem damit im Gleichgewicht stehenden Dampf, was Baily zuerst feststellte.

1902 zeigte Linde, wie aus flüssiger Luft reiner Sauerstoff in guter Ausbeute gewonnen werden kann. In einem Gemisch von flüssigem Sauerstoff und Stickstoff sind diese beiden nur dann im Gleichgewicht, wenn sie gleiche Temperaturen haben, also die Zusammensetzung der Dämpfe und der Flüssigkeit in einem bestimmten Zusammenhang steht.

Haben Flüssigkeit und Dämpfe nicht die ihrem Gleichgewichtszustande entsprechende Zusammensetzung, so schla-

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 2072.

[2]) Vergl. Z. 1904 S. 1897; 1909 S. 77; 1910 S. 655.

[3]) Vergl. Z. 1909 S. 199, 1086.

[1]) Vergl. Z. 1895 S. 1158; 1897 S. 261; 1900 S. 69; 1902 S. 1173

gen sich die aufsteigenden Sauerstoffdämpfe in der herabrieselnden kälteren Luft allmählich nieder. Die bei der Kondensation des Sauerstoffes freiwerdende Wärme wird zur Verdampfung des in der flüssigen Luft befindlichen Stickstoffes dienen. Dadurch wird die herunterrieselnde Luft immer sauerstoffreicher. Diesen Vorgang nennt man Rektifikation.

In einem senkrechten Rohre, in das oben flüssige Luft einfließt, und aus dem unten reiner Sauerstoff ausströmt, wird eine um so vollkommenere Rektifikationswirkung eintreten, je wirksamer die Berührung zwischen Dämpfen und Flüssigkeit ist.

Die Trennvorrichtung muß erst auf die erforderliche tiefe Temperatur gebracht werden und arbeitet dann nach dem Schema der Luftverflüssigungsmaschinen. Hierbei tritt die oben besprochene, sich stetig steigernde Abkühlung ein. Dann beginnt sich in dem unteren Gefäße die flüssige Luft zu sammeln, die durch die darinliegenden Spiralen fließt. Die flüssige Luft wird durch das Entspannungsventil auf atmosphärischen Druck entspannt und gelangt oben auf die Säule, während die erzeugten O-Dämpfe von unten in der Säule aufsteigen. Hierbei tritt nun die Rektifikation ein. Das erfolgt so schnell, daß nach wenigen Minuten die Flüssigkeit unten reiner Sauerstoff ist, wie durch Proberöhrchen festgestellt wird. Jetzt beginnt die eigentliche Sauerstofferzeugung. Von den neuen Sauerstoffdämpfen steigt der größte Teil in den Säulen auf und treibt den Stickstoff aus der von oben herabrieselnden Luft. Ein kleiner Teil verläßt als Sauerstoff durch das mittlere Rohr der Gegenstromvorrichtung die Maschine. Der abfallende Stickstoff tritt durch das äußere Rohr aus, ist jedoch nicht ganz rein, sondern enthält mindestens noch 7 bis 10 vH Sauerstoff. Die Reinheit des gewonnenen Sauerstoffes beträgt rd. 98 vH. Man kann die Reinheit auf Kosten der Ausbeute noch steigern. Zum Herunterkühlen der Maschine, wozu etwa 1½ bis 3 Stunden erforderlich sind, wird meist mit einem Druck von etwa 200 at gearbeitet. Im Beharrungszustande braucht, außer der Deckung der Kälteverluste, keine Kälte erzeugt zu werden; denn Sauerstoff und Stickstoff verlassen die Maschine gasförmig mit normaler Temperatur. Je nach Größe der Anlage reicht im Betriebe ein Druck von 45 bis 80 at aus. Linde gebraucht zur Vorkühlung der Luft eine Kältemaschine, wodurch die Abkühlzeit verkürzt und der in der Luft enthaltene Wasserdampf durch Abkühlung abgeschieden wird. Die Luft muß vor ihrem Eintritt in die Gegenstromvorrichtung getrocknet werden, weil sich der Wasserdampf in ihr durch Abkühlung als Eis ausscheiden und die ziemlich engen Hochdruckrohre verstopfen würde.

Hillebrandt saugt die Luft durch einen Aetznatronregen an, läßt sie durch ein Staubfilter gehen, verdichtet sie und scheidet dann das Oel in einem Kühler ab. Der Kraftbedarf bei einer einfachen Anordnung beträgt rd. 2 bis 3 PS für 1 cbm Sauerstoff. Bei großen Anlagen wird die Sauerstoffausbeute noch dadurch erhöht, daß die 30 vH des in der angesaugten Luft enthaltenen Sauerstoffes, welche in dem abfallenden Stickstoff abziehen, noch nutzbar gemacht werden. Anderseits erstrebt man eine wirtschaftliche Kälteerzeugung. Diesen Weg hat Claude eingeschlagen, indem er die Kälte teilweise mittels äußerer Arbeit erzeugt. Dabei verdichtet er die ganze Luftmenge auf einen Druck, der bei Maschinen verschiedener Größe zwischen 20 und 40 at wechselt, und läßt einen Teil sich im Expansionszylinder auf 5 at ausdehnen. Mit diesem Druck tritt die Luft in die Expansionsrohre, die unter der Rektifikationskolonne liegen. Hierbei wird der Arbeitsbedarf um rd. 30 vH gegenüber dem Verfahren ohne Arbeitsleistung verringert. Linde saugt die abziehenden, 10 vH Sauerstoff enthaltenden Stickstoffdämpfe ab, verdichtet sie auf 5 at, kühlt sie in einem Bade flüssiger Luft ab und läßt sie in einer zweiten Trennvorrichtung destillieren, wobei die abziehenden Dämpfe nur noch 2 bis 3 vH O enthalten. Der Kraftverbrauch der Anlage ermäßigt sich hierbei auch gegenüber dem Verfahren mit nur einer Kolonne.

Um die Sauerstoffausbeute zu erhöhen, kondensiert Claude die zu zerlegende Luft in zwei Teilen, von denen der erste stark an Sauerstoff angereichert, der andre mehr oder weniger reiner Stickstoff ist. Diese getrennten Mengen gibt er an verschiedenen Stellen in die Rektifikationskolonnen, den sauerstoffreichen Teil etwa in der Mitte, den Stickstoff oben. Dadurch erreicht er, daß die stickstoffreiche Flüssigkeit die in der Kolonne aufsteigenden Dämpfe bis auf diejenige Teilspannung von Sauerstoff befreit, die der aufgebrachten Flüssigkeit entspricht. Es kann hierbei dem aufsteigenden Gemische der Sauerstoff bis auf 2 vH entzogen werden. Durch diese Verbesserungen ist bei großen Anlagen ein Kraftbedarf von nur 1 PS für 1 cbm Sauerstoff erreicht.

Für Anlagen, bei welchen es nur auf die Herstellung von Sauerstoff ankommt, spielt der bei der Maschine von Linde noch im Stickstoff verbleibende Sauerstoff als Verlust keine nennenswerte Rolle mehr. Dagegen ist dieser Sauerstoffgehalt noch zu hoch, wenn es sich um die Herstellung reinen Stickstoffes handelt, der im Laufe der letzten Jahre zur Herstellung von Kalkstickstoff recht große Anwendungsgebiete gefunden hat. Es wird hierbei teilweise eine außerordentliche Reinheit verlangt. Die vervollkommneten Sauerstoffvorrichtungen können ohne weiteres als Stickstoffvorrichtungen betrieben werden, wenn die Anlage noch um eine Kolonne erhöht und oben reiner flüssiger Stickstoff aufgebracht wird. Dies geschieht in folgender Weise: In dem unteren Teile der zweiteiligen Rektifikationskolonne werden die aufsteigenden Dämpfe wie bei der normalen Sauerstoffvorrichtung bis auf 7 vH nach dem Bailyschen Gesetze vom Sauerstoff gereinigt und dann nach Durchströmen der Gegenstromvorrichtung von einem Kompressor angesaugt und verdichtet. Sie werden dann in einer in flüssigem Sauerstoff liegenden Schlange wieder niedergeschlagen. Die so gewonnene 7 vH-Flüssigkeit wird nun auf die zweite Kolonne gebracht und hierbei die hier aufsteigenden Dämpfe bis auf einen Sauerstoffgehalt von 2 vH rektifiziert. Diese Dämpfe werden wieder verdichtet und niedergeschlagen, wodurch eine weitere Reinigung erzielt wird. Es arbeitet also ein Teil des gewonnenen Stickstoffes im Kreislauf und dient als Waschflüssigkeit für den abziehenden Stickstoff. Es gelingt hierbei, Stickstoff von etwa 99,6 vH Reinheit herzustellen. Von diesen Anlagen sind in Norwegen solche für eine stündliche Leistung von 125 bis 750 cbm Stickstoff aufgestellt. Sie liefern den Stickstoff für die Kalkstickstofferzeugung nach dem Verfahren von Frank und Caro[1]), das auf der Absorptionswirkung von erhitztem Kalziumkarbid für Stickstoff beruht. Der gewonnene Kalkstickstoff enthält rd. 20 vH N. Er kostet im Handel rd. 10 ℳ weniger als Chilisalpeter (220 gegen 230 ℳ/t). Die Leistungsfähigkeit der Stickstoffabrik in Odda beträgt rd. 12500 t jährlich. Ferner wird Stickstoff zur feuersicheren Lagerung von Benzin statt Kohlensäure verwendet, vor der er den Vorteil hat, nicht vom Benzin aufgesaugt zu werden. In der Industrie der Metallfadenlampen wird Stickstoff in beträchtlichen Mengen gebraucht. Daß der Sauerstoff hauptsächlich für das autogene Schweißen und das autogene Schneiden verwandt wird, ist bekannt. Seine Verwertung ist durch beide Verfahren ungemein in die Höhe geschnellt. Der Verbrauch ist von 30000 cbm im Jahre 1903 auf etwa 3 Mill. cbm im Jahre 1911 gestiegen.

Für die autogene Bearbeitung ist neben Sauerstoff als Brenngas Azetylen oder Wasserstoff erforderlich; während für das Schweißen das Azetylen mehr verwendet wird, wird meist mit Wasserstoff geschnitten. Hierfür und für die Luftschiffahrt werden große Mengen Wasserstoff gebraucht, und es sind mehrere neue Wasserstoff-Erzeugungsverfahren auf den Markt gekommen. Man fängt in Orten mit großen Sodafabriken, bei welchen größere Mengen Wasserstoff frei werden, diesen auf und füllt ihn in Flaschen. Das Absatzgebiet hierfür ist aber wegen der teuren Fracht für die schweren Stahlflaschen begrenzt. Man baut daher auch dort, wo ein Bedarf vorliegt, besondere Wasserstoff-Erzeugungsanlagen. Eines der benutzten Verfahren erfordert auch tiefe Temperaturen. Es handelt sich um die Abscheidung des Wasserstoffes aus Gasgemischen durch Teilkondensation, d. h. Kondensation der weniger flüssigen Bestandteile. Die Aufgabe liegt hier insofern anders, als sich Wasserstoff bei der Trennung der Luft anders verhält als alle übrigen Gase, weil seine kritische Temperatur mit —240° viel tiefer liegt. Das vereinfacht die Trennung sehr: denn der Wasserstoff bleibt gasförmig, während alle Beimengungen flüssig oder fest werden. Es fällt daher die Rektifikation weg. Zur Abkühlung wird flüssige Luft benutzt. Es wird aber auch hierbei die Kälte von den Zerlegungserzeugnissen auf neu zu zerlegendes Gas übertragen, so daß bei den Sauerstoff- und Stickstoff-Vorrichtungen nur die Kälteverluste ersetzt zu werden brauchen.

Als Ausgangspunkt benutzt das Verfahren von Linde, Frank und Caro in der Regel Wassergas, das ziemlich billig ist und rd. 50 vH Wasserstoff enthält. Dabei handelt es sich um die Abscheidung der andern Bestandteile, 43 vH Kohlenoxyd, 3 vH Stickstoff und 4 vH Kohlensäure. Die letztere wird vor der Abkühlung auf chemischem Wege ausgeschieden. Das von der Kohlensäure befreite Wassergas wird auf ziemlich hohen Druck verdichtet. In Spiralen, welche in flüssiger Luft liegen, werden Kohlenoxyd und Stickstoff flüssig, der

[1]) s. Z. 1912 S. 1540.

Wasserstoff wird in gasförmigem Zustande aus einem Abscheider entnommen. Beide Ströme erwärmen sich in einer Gegenstromvorrichtung auf normale Temperatur. Kohlenoxyd und Stickstoff werden in der Maschine auf atmosphärischen Druck abgedrosselt. Ebenso dehnen sich die Wasserstoffdämpfe auf atmosphärischen Druck aus, und die hierbei gewonnene Kälte wird an neu zu zerlegendes Gas abgegeben. Die erreichbare Reinheit beträgt 97 bis 98 vH, was für die meisten technischen Zwecke genügt. Werden die Dämpfe durch mit Natronkalk gefüllte erhitzte Retorten geleitet, so kann die Reinheit auf 99,5 vH gesteigert werden. Das abfallende kohlenoxydreiche Gemisch wird in einer Gasmaschine verbrannt, wozu es sich vorzüglich eignet, und liefert die ganze erforderliche Energie zum Betriebe der Anlage, so daß dafür nur das zu zerlegende Wassergas zu beschaffen ist. Der ganze Aufwand an Rohstoffen besteht daher in den für die Wassergaserzeugung notwendigen Koks.

In letzter Zeit beschäftigt man sich mit der Frage der Sauerstoffverwendung in der Hüttenindustrie, die vielleicht einmal dazu übergehen wird, in die Hochöfen und Birnen mit Sauerstoff angereicherte Luft einzublasen, um die Temperatur zu erhöhen. Bei den großen Luftmengen, um die es sich dabei handelt, sind jedoch sehr große Sauerstoff-Erzeugungsanlagen notwendig, die heute noch nicht so billig arbeiten können, daß in der nächsten Zeit an diese Verwendung zu denken ist. Auch sind bereits Verfahren ausgearbeitet worden, um aus Stickstoff und Wasserstoff unter Einwirkung hohen Druckes, bestimmter Temperaturen und gewisser Kontaktsubstanzen Ammoniak herzustellen. Eine große Anlage ist im Mai d. J. in Betrieb genommen. Der Gewinnung von Gasen eröffnen sich also recht weite Aussichten.

Der Redner erwähnt noch einen interessanten Versuch von Kamerlingh Onnes zur Erzeugung tiefer Temperaturen. In der Luft finden sich Neon und Helium. Kamerlingh waren von Claude etwa 30 cbm von diesen Luftrückständen zur Verfügung gestellt. Er destillierte zuerst das Neon ab und verflüssigte das zurückbleibende Helium in der vorher beschriebenen Weise nach dem Kaskadenverfahren, welches Cailletet bei der Verflüssigung von Luft anwandte. Darauf verdampfte er die Flüssigkeit im Vakuum, wobei er im Helium eine Temperatur von —269° feststellte. Bei einem späteren Versuch gelang es ihm unter Anwendung eines Vakuums von nur 2 mm Q.-S., nahezu an die absolute Temperatur, auf —271,5°, zu kommen. Das betreffende Vakuumgefäß hatte er in Bäder aus flüssigem Helium getaucht, um die äußere Wärme abzuhalten.

In der Besprechung äußert sich Hr. Bernstein: Das Kalkstickstoffverfahren nach Frank und Caro wie auch die andern Arbeitsprozesse zur Gewinnung von Stickstoff haben eine billige Energiebeschaffung bei etwa 0,5 ₰ KW zur Voraussetzung, wie sie nur in Norwegen möglich ist. Er vermißt hierbei die Berücksichtigung des Verfahrens von Häußer, das in der Gewinnung von Stickstoff aus Koksofengas besteht. Nach einem Bericht von Dobbelstein in »Glückauf« können aus 1 cbm Hochofengas 130 g Stickstoff gewonnen werden, die unter Zusatz von Sauerstoff nach Claude auf 200 g vermehrt werden können. Die Wirtschaftlichkeit dieses Verfahrens erscheint sehr hoch. Welche Ausbeute hat ferner Claude erreicht?

Der Vortragende antwortet: Claude ist soweit gekommen, daß er mit 1 PS ungefähr 3 kg Stickstoff und 1 kg Sauerstoff herstellen kann. Die große Anlage in Odda, die stündlich 750 kg Stickstoff liefert, wird mit 400 PS, oder jede Hälfte mit 200 PS betrieben. Die großen Kräfte, die in Norwegen vorhanden sind, werden hauptsächlich benutzt, um Kalziumkarbid herzustellen und Stickstoff aus der Luft auf elektrischem Wege zu gewinnen. Wenn heute, obschon die Kosten für die Herstellung von Sauerstoff recht gering sind, 1 cbm im Handel 70 bis 90 ₰ kostet, so liegt das hauptsächlich an den teuern Stahlflaschen und den hohen Frachten.

Bücherschau.

Leitfaden für das Entwerfen und die Berechnung gewölbter Brücken. Von G. Tolkmitt. 3. Aufl. Bearbeitet von A. Laskus. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 116 S. mit 42 Fig. Preis geh. 5 *M*.

Die von dem Bearbeiter der zweiten Auflage neu herausgegebene dritte Auflage der bedeutenden Tolkmittschen Arbeit hält fest an den von Tolkmitt geschaffenen Grundlagen, die bleibenden Wert haben. Die in der ersten Auflage entwickelten Formeln sind in der zweiten vom Bearbeiter um einige für Gewölbe mit 3 Gelenken vermehrt worden. Die numerierten Hauptformeln der dritten Auflage stimmen mit denen der zweiten Auflage überein; dagegen sind verschiedene Erweiterungen des Textes, der Zahlentafeln und der Abbildungen zu verzeichnen.

Der Abschnitt 4, Belastungen und Beanspruchungen, ist erheblich erweitert. Auf engem Raume sind viele wertvolle Ergebnisse der Baumaterialienversuche, insbesondere über die Festigkeit von Mauerwerk und Beton, gesammelt. Diese besonders für den Brückenbau bearbeiteten Angaben werden vielen Lesern sehr willkommen sein.

Der 5. Abschnitt, Brücken aus Stampfbeton, insbesondere Dreigelenkbogen, enthält — um 5 Seiten erweitert — den 5. und 6. Abschnitt der vorigen Auflage und umfaßt auch, soweit sie behandelt sind, die Gewölbe mit Eiseneinlagen.

Die aus der ersten Auflage übernommene Angabe, daß die größte zulässige Ausweichung der Stützlinie aus der Mittellinie durchschnittlich gleich $^1/_4$ der Gewölbestärke gewählt werden darf (S. 77), wird in Widerstreit mit manchen modernen Ausführungen stehen, bei welchen die tatsächlichen Ausweichungen den doppelten Betrag erreichen oder gar darüber hinausgehen. Die Formel (55)

$$c = \sim \frac{l}{10} \sqrt{\frac{4\,p}{q}}$$

dürfte somit kaum als allgemeine Richtschnur zur Bestimmung der Stärke der Eisenbetongewölbe dienen, zumal bei leichteren Konstruktionen, kleineren Spannweiten und größeren Pfeilhöhen.

Der größte Teil dieses Abschnittes befaßt sich mit Gelenken und Gelenkbrücken und ist vom Bearbeiter allein geschaffen. Verglichen mit der zweiten Auflage ist der Text erweitert, und es sind neue Konstruktionsfiguren hinzugekommen.

Der sechste, Pfeiler und Widerlager behandelnde Abschnitt ist gegenüber der zweiten Auflage unverändert geblieben. Die auf S. 99 befindliche, aus der ersten Auflage übernommene Bemerkung, daß man in jedem einzelnen Belastungsfall die Stützlinie so wählen darf, daß sich das Gleichgewicht des ganzen Bauwerkes am günstigsten gestaltet, hätte vielleicht besser einen einschränkenden Zusatz erhalten. Mit Rücksicht auf Leser, die nicht eingehend unterrichtet sind und das billige und gediegene Werk gelegentlich als Ratgeber benutzen, wäre es am Platze, darauf hinzuweisen, daß man mitunter auch versuchen muß, sich über die tatsächlich entstehenden Spannungen Rechenschaft zu geben.

Der Platz verbietet es, auf die vielen Formeln und Entwicklungen Tolkmitts einzugehen. In der Literatur über gewölbte Brücken findet man vielleicht am häufigsten aus dem Tolkmittschen Buche die Formeln (35a) und (41) und mitunter auch die älteren Formeln (44) zur Bestimmung der Scheitelstärke angeführt, und zwar wohl auch ohne hinreichende Erklärungen. Es sei deshalb darauf hingewiesen, daß Tolkmitt selbst (S. 56) die Ergebnisse dieser Formeln nur als brauchbare Versuchswerte bezeichnet, die bei einem in seinem Buch entwickelten vollständigeren Verfahren zu benutzen sind.

Der Wert der so häufg angeführten Formel (35a) zur Bestimmung der Scheitelstärke wird für den gelegentlichen, nicht sehr sachkundigen Benutzer des Buches etwas vermindert, weil es nicht immer leicht ist, aus der bekannten zulässigen Kantenpressung die anzunehmende mittlere Scheiteldruckpressung q zu finden.

Es soll nicht geleugnet werden, daß die neueren Bauweisen (Hohlräume zwischen Gewölbe und Fahrbahn, Eisenbetonbogen) sowie die zunehmende Bedeutung von Einzellasten (z. B. Dampfwalzen) als maßgebender Belastung geeignet sind, den praktischen Wert des Werkes gegen früher etwas herabzumindern. Es bleibt aber dennoch ein bedeutendes Quellenwerk, und es kann jedem, der gewölbte Brücken

zu entwerfen hat, empfohlen werden, sich mit dem Werke vertraut zu machen, wenn dies auch etwas Arbeit kostet.

Hiorth.

Elektrotechnische Meßkunde. Von Dr.-Ing P. B. Arthur Lindner. Zweite, völlig umgearbeitete und verbesserte Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. XV und 533 S. groß 8° mit 380 Fig. Preis geb. 12 ℳ.

In den Kinderjahren der Elektrotechnik führte die natürliche Entwicklung der ursprünglich in Laboratorien entstandenen Apparate und Maschinen zu der wertvollen Einsicht, daß der Maschinenbau einer der Grundpfeiler der Elektrotechnik werden müsse, wenn diese sich gedeihlich entwickeln solle. Heute kann zuweilen die berechtigte Frage aufgeworfen werden, ob der Maschinenbau im allgemeinen einzelnen Sondergebieten der Elektrotechnik, insbesondere der elektrischen Meßtechnik, genügende Aufmerksamkeit widme.

Die Zeichen der Zeit weisen darauf hin, daß auch für den reinen Maschinenbau und -betrieb die elektrische Meßkunde ständig an Bedeutung gewinnt, weil Messungen an den Dampf- oder Gasmaschinen mit elektrischen Hülfsvorrichtungen und Hülfsmaschinen viel leichter, bequemer und genauer durchzuführen sind als ohne solche. Zu den unsere Zeit kennzeichnenden Arbeiten, sagt Friedrich Kohlrausch, gehört das Ausmessen der Natur, ohne das weder die wissenschaftlichen noch die technischen Fortschritte des abgelaufenen Jahrhunderts möglich gewesen wären.

Nun läuft alles Messen auf ein Vergleichen hinaus. Und man muß sich vor dem Wahn hüten, brauchbare Maschinenmessungen ausführen zu können, ohne die weniger anziehenden, aber ebenso belangreichen Meßverfahren zu beherrschen.

Das vorliegende Buch will Studierenden als Hülfsbuch im elektrotechnischen Laboratorium, in der Praxis arbeitenden Ingenieuren als Hand- und Nachschlagebuch dienen und wird dieser Aufgabe in vollem Umfange gerecht. In fünf Abschnitten werden die elektrischen Meßverfahren, die magnetischen Messungen, die Messungen der Gleichstrom- und der Wechselstromtechnik und schließlich die Lichtmessung sorgfältig und klar abgeleitet und beschrieben. Für die Leser dieser Zeitschrift wird vermutlich die Ermittlung der Wirkungsgrade und Drehmomente an Maschinen und Motoren, also der dritte und vierte Abschnitt, am wichtigsten sein. Aber auch anscheinend so fernliegende theoretische Dinge wie die Bestimmung des Widerstandes und des Temperaturkoeffizienten sind zur Ermittlung des Wärmedurchganges durch Platten mit Erfolg verwendet worden. Das anregend geschriebene und vortrefflich ausgestattete Werk wird sich ohne Zweifel in der neuen Auflage auch neue Freunde erwerben.

Delft. C. Feldmann.

Die flüssigen Brennstoffe, ihre Gewinnung, Eigenschaften und Untersuchung. Von Dr. L. Schmitz. Berlin 1912, Julius Springer. 168 S. mit 56 Fig. Preis 5,60 ℳ.

Die Herausgabe eines Buches, in dem man sich schnell über die Eigenschaften irgend eines bekannteren flüssigen Brennstoffes unterrichten kann, darf heute, wo das Motorfahrzeugwesen zu großer Blüte gelangt ist und wo die Dieselmaschine eine hervorragende Rolle zu spielen beginnt, als sehr zeitgemäß angesehen werden. Der Verfasser bespricht die vorkommenden Brennstoffe, nach ihrer Herkunft getrennt, in Abschnitten über das Erdöl, den Steinkohlenteer, den Braunkohlenteer, den Spiritus sowie die pflanzlichen und tierischen Fette, wobei jeder Abschnitt die aus dem betreffenden Brennstoff hervorgehenden Erzeugnisse behandelt. Die Angaben über das Verhalten bei niedriger Temperatur, die chemische Zusammensetzung, Heizwerte, Dampfspannungen usw. reichen für die Bedürfnisse der Praxis, wo in der Hauptsache Wärmeberechnungen auszuführen sind, vollkommen aus. Sie müssen vorläufig genügen, da über das Verhalten der Brennstoff-Dampf-Luft-Gemische noch zu wenig bekannt ist.

Einen wesentlichen Teil des Inhaltes bilden kurze Anleitungen zur Vornahme von Prüfungen an flüssigen Brennstoffen sowie die Wiedergabe von amtlichen Liefer- und andern Vorschriften. Dr. techn. Heller.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Wissenschaftliche Automobil-Wertung. Berichte VI bis X des Laboratoriums für Kraftfahrzeuge an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin. Von A. Riedler. Berlin und München 1912, R. Oldenbourg. 130 S. mit 176 Fig. Preis 9 ℳ.

Uhlands Ingenieur-Kalender. 39 Jahrgang 1913. Bearbeitet von F. Wilcke. 2 Teile. Leipzig 1912, Alfred Kröner. 678 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 3 ℳ, in Leder 4 ℳ.

Strafgesetzbuch für das Deutsche Reich. Neue, ab 5. Juli 1912 gültige Fassung. Berlin 1912, L. Schwarz & Co. 110 S. Preis 1,10 ℳ.

Die Inventarisierung von Industrie- und Gewerbebetrieben. (Falsche und richtige Führung der Inventarienbücher) Von C. M. Lewin. 2. Auflage. Berlin 1912, Selbstverlag. 48 S. Preis 2,50 ℳ.

Vorträge der Gehe-Stiftung zu Dresden. Bd. IV. Heft 5: Die Bildung von Industriebezirken und ihre Probleme. Vortrag, gehalten in der Gehe-Stiftung zu Dresden am 16. März 1912. Von Dr. W. Kähler. Leipzig 1912, B. G. Teubner. 27 S. Preis 80 ₰.

Sprachenpflege-System August Scherl. Serie D. 4. Französich. Die kleine Fadette (La petite Fadette). Von G. Sand. 1. Fortsetzung. S. 112 bis 123. Preis 50 ₰.

Serie E. 4. Englisch. Nacht und Morgen (Night and morning). Von E. Bulwer Lytton. 8. Fortsetzung. S. 337 bis 447. Berlin 1912, August Scherl. Preis je 50 ₰.

Die patentamtlichen und gerichtlichen Entscheidungen in Patent-, Muster- und Markenschutzsachen. Neue Folge der Entscheidungen in Patentsachen. Bd. VII. Von J. Magnus. Berlin 1912, Carl Heymanns Verlag. 1385 S. Preis 18 ℳ.

Sammlung Schubert. LXV. Darstellende Geometrie. 1. Band. Von Th. Schmid. Berlin und Leipzig 1912, G. J. Göschensche Verlagshandlung G. m. b. H. 279 S. mit 170 Fig. Preis 7 ℳ.

Weltwissen. Zeitschrift für Erforschung und Erkenntnis in Natur und Technik auf einheitlicher Grundlage. Organ des Internationalen Vereines »Weltwissen«. Heft 1. Hamburg, Hephästos-Verlag, jählich 24 Hefte. Preis 6 ℳ. (Vergl. Z. 1912 S. 1417.)

Sammlung Berg- und Hüttenmännischer Abhandlungen. Kattowitz O.-S. 1912, Gebrüder Böhm. Heft 105: Die Naphthaindustrie von Baku. Von K. Seidl. 10 S. Preis 60 ₰.

Sonderabdruck aus der »Berg- und Hüttenmännischen Rundschau«.

Desgl. Heft 106: Die Dampfturbinen in Elektrizitätswerken und auf Bergwerks- und Hüttenbetrieben. Von W. Schömburg. 20 S. mit 1 Tafel. Preis 1,20 ℳ.

Sonderabdruck aus der »Berg- und Hüttenmännischen Rundschau«.

Desgl. Heft 107: Sicherheitsvorrichtung Grunewald mit Regel-, Stau- und abgestufter Bremswirkung. Von Dr.-Ing. Förster. 10 S. Preis 50 ₰.

Sonderabdruck aus der »Berg- und Hüttenmännischen Rundschau«.

Kapazität und Selbstinduktion in der Telegraphen- und Fernsprechtechnik. Von F. Ambrosius. Leipzig 1912, Hachmeister & Thal. 128 S. mit 54 Fig. Preis 2,50 ℳ.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Berlin:

Versuche mit Schmierringen bei höheren Tourenzahlen. Von H. Cranz.

Zur Kenntnis der Farblacke, welche die Hydroxylfarbstoffe mit oxydischen Beizen, speziell mit solchen von selteneren Metallen, bilden. Von B. Guggiari.

Ueber Ultraphosphate. Von A. V. Kroll.

Ueber den Einfluß des Arsens auf die Eigenschaften des Flußeisens. Von J. Liedgens.

Von der Technischen Hochschule Darmstadt:

Beitrag zur Ableitung von Einflußlinien für durchlaufende Träger auf n Stützen unter Zugrundelegung des Trägers auf (n-1) Stützen als statisch bekanntes Hauptsystem. Von G. Geyer.

Ausbildung der Straßenbahnanlagen mit Rücksicht auf die Bodenbewegungen im Senkungsgebiete des Rheinisch-Westfälischen Kohlengebietes. Von F. Goetz.

Untersuchungen über die Knicksicherheit von Kolbenstangen. Von O. Mies.

Ueber die Einwirkung von Wasser und Natronlauge auf Baumwollzellulose. Von M. Robinoff.

Kataloge.

Chemische Fabrik Flörsheim Dr H Noerdlinger, Flörsheim a. M. Baugewerbetarif zum Gebrauch für Baubehörden, Architekten, Ingenieure, Industrielle, Bauhandwerker und Hausbesitzer.

National Radiator-Gesellschaft m. b. H., Berlin S. Nationalkessel, Radiatoren, Bedarfsartikel.

Drägerwerk Lübeck. Hauszeitschrift »Aus dem Drägerwerk«, Nr. 1 und 2

Siemens-Schuckert Werke, Berlin. Mit hochgespanntem Gleichstrom betriebene Bahnen, Drehstrom-Gleichstrom-Umformerwerke für Bahnzwecke.

Vereinigung elektrotechnischer Spezialfabriken, Berlin. Die deutschen elektrotechnischen Spezialfabriken. Eine volkswirtschaftliche Betrachtung nebst Bezugsquellenverzeichnis

Deutsche Maschinenfabrik A.-G, Duisburg. Demag Ltd. Who we are and what we do.

Grimme, Natalis & Co., Kommanditgesellschaft auf Aktien, Braunschweig. Denkschrift zur Feier des 20jährigen Bestehens der Rechenmaschinenfabrikation und des Verkaufs der 20000sten Rechenmaschine.

Daimler-Motoren-Gesellschaft, Stuttgart-Untertürkheim. Die Fabrik der Mercedes-Wagen und ihre Entwicklung.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Reflektoren und Armaturen für die Beleuchtung von Innenräumen mit Metalldrahtlampen. Von Bloch. (El. u. Maschinenb. Wien 13. Okt. 12 S. 851/54*) Prüfung der Wirksamkeit von kegeligen Schirmen, zylindrischen Reflektoren, Milchglasschirmen usw. Unmittelbare und mittelbare Beleuchtung. Vergleich der Anlagekosten.

Dampfkraftanlagen.

Die Wahl einer Betriebskraft. Von Barth. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 19. Okt. 12 S. 1689/1701*) Wärmekraftmotor und Elektromotor. Vergleichende Betriebskostenberechnungen für verschiedene Verbrennungsmotoren und Elektromotoren von 1, 3, 6, 10 bis 200 PS.

Kesselanlage für Verfeuerung von Lokomotivlösche in der Hauptwerkstätte Recklinghausen. Von Rutkowski. (Organ 1. Okt. 12 S. 327/30* mit 2 Taf.) Die Heizanlage der Güterwagenwerkstätte besteht aus drei Wasserrohrkesseln der Babcock & Wilcox-Werke von je 150 qm Heizfläche und 25 qm Ueberhitzerfläche. Beim Anheizen wird der Rost mit etwa 400 kg Kohlen beschickt, da die Löschebeschickung erst beginnen kann, wenn eine gut brennende Schicht vorhanden ist. Jede Feuerung hat ein Gebläse von 3400 cbm/st bei 8 at Ueberdruck des Gebläsedampfes. Betriebsergebnisse.

Hochleistungs-Wasserrohrkessel-Anlage im Elektrizitätswerke der Stadt Brandenburg a. H. Von Mahr. (Z. Ver. deutsch. Ing. 19. Okt. 12 S. 1708/10*) Borsigscher Wasserrohr-Schiffskessel von 200 qm Heizfläche für 12 at und 350° Ueberhitzung mit Kettenrostfeuerung von 7,2 qm Rostfläche. Der Kessel ist auf sehr geringer Grundfläche erbaut worden. Ergebnisse des Abnahmeversuches.

Eine neue Methode zur graphischen Bestimmung der Querschnittsverhältnisse von Dampfdüsen. Von Bonin. (Z. f. Turbinenw. 10. Okt. 12 S. 445/47*) Das Verfahren benutzt die Mollier'sche Entropie-Tafel für Wasserdampf.

Dampfturbinenkraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken in Rheinland-Westfalen, Belgien, Nordfrankreich und England. Von Hoefer. (Z. f. Turbinenw 10. Okt. 12 S. 437/42*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 17. Aug. 12. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Superheater engines for the Indian State Railways. (Engineer 11. Okt. 12 S. 384*) Ansichten von fünf Personen- und Güterzuglokomotiven der Vulcan Foundry Ltd., Bauarten 2 B und C, von rd. 90 bis 93 t Gewicht mit Tendern. Sie sind teils mit Phoenix-, teils mit Schmidtschen Ueberhitzern ausgerüstet. Kurze Angaben über Abmessungen usw.

Benzolelektrische Triebwagen. Von Weese. (Verk. Woche 12. Okt. 12 S. 25/29* mit 1 Taf.) Dampftriebwagen. Gasolin- und benzin-elektrische Triebwagen. Benzol-elektrische Triebwagen der preußischen Staatsbahn. Forts. folgt.

Widerstand steifachsiger Fahrzeuge in Bogen. Von Meyer-Absberg. (Organ 1. Okt. 12 S. 333/34*) Formel zur Bestimmung des Streckenwiderstandes und zur Ermittlung von Zugbelastungen.

Der Bau eiserner Personenwagen auf den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten von Amerika. Von Gutbrod. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 19. Okt. 12 S. 1702/07*) Eiserner Personenwagen und eiserner Gepäckwagen der Hudson and Manhattan Co. Forts. folgt.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Gleisbremsen an Ablaufanlagen. Von Sammet. (Organ 10. Okt. 12 S. 330/33*) S. Zeitschriftenschau vom 13. Juli 12.

Cranston carhouse of the Rhode Island Co. (El. Railw. Journ. 28. Sept. 12 S. 481/84*) Der Schuppen nimmt auf 12 Gleisen 96 Wagen auf und ist 22 m breit und rd. 100 m lang. Bau, Feuerschutz, Heizung, Beleuchtung.

Eisenhüttenwesen.

The Iron and Steel Institute. Schluß. (Engng. 11. Okt. 12 S. 504/05) Vorträge von Chorlton: »A new type and method of construction of large gas engines«, s. weiter unten, von Longmuir: »Some aspects of wire-drawing«.

Ueber die Verwendung von Kohlenstoffsteinen im Hochofenbetrieb. Von Geiger. (Stahl u. Eisen 10. Okt. 12 S. 685/90*) Eigenschaften, Herstellung und Behandlung der Steine. Betriebserfahrungen.

The manufacture of tool steel. Von Hammond. (Iron Age 3. Okt. 12 S. 766/71*) Geschichtliches über Werkzeugstahl. Arbeitsverfahren im Werk der Columbia Tool Steel Co. in Chicago Heights, Ill. Der Stahl wird aus schwedischem Eisen aus dem Dannemora-Bezirk in 45 kg fassenden Tiegeln hergestellt. Der mit Generatorgas geheizte Ofen ist für 9 t täglich gebaut. Hammerwerk, Walzwerk, Glühabteilung.

Kontinuierliche Stabstraße bei Jones & Laughlin, Pittsburg, Pa. Von Trappiel. (Stahl u. Eisen 10. Okt. 12 S. 1690/95*) Die Stabstraße verwalzt Blöcke von 100 × 100 qmm Querschnitt und 0,4 t Gewicht und besteht aus einer Vorstrecke mit fünf und einer Fertigstrecke mit sechs Gerüsten von 305 mm Walzen-Dmr. Zum Antrieb dient je eine 900 PS-Dampfmaschine, die bei der Vorstrecke durch Zahnräder, bei der Fertigstrecke durch Riemen auf die Gerüste arbeitet. Einzelheiten, Umführungen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Beitrag zur Berechnung von Vierendeelträgern. Von Ostenfeld. (Eisenbau Okt. 12 S. 358/67*) Untersuchung des Vierendeelträgers mit ungleichen Gurtquerschnitten für 3 verschiedene Fälle: Der Träger wird durch einen senkrechten Stab mit endlichem Trägheitsmoment abgeschlossen. Der Träger endet in einer Spitze, in der die Gurtungen zusammenlaufen. Der Träger wird durch vollwandige Endfelder abgeschlossen. Zeichnerische Auflösung der Elastizitätsgleichungen. Zahlenbeispiel.

Ueber den Knickwiderstand der Druckgurte vollwandiger Balkenträger. Von Brik. (Eisenbau Okt. 12 S. 351/57* Für die Beurteilung des Tragvermögens vollwandiger Balkenträger ist nicht die Zugfestigkeit, sondern die Stauchfestigkeit des Baustoffes maßgebend. Untersuchung des Knickwiderstandes der Druckgurte bei seitlicher Knickung. Zweckmäßigster Querschnitt vollwandiger eiserner Balkenträger bei Ausschluß der Knickgefahr.

Die Bedeutung des Steifigkeitverhältnisses bei einfachen Rahmenkonstruktionen. Von Scharff. (Arm. Beton Okt. 12 S. 384/90*) Einfluß des Verhältnisses der Trägheitsmomente der Riegel und Ständer auf die Biegungsmomente des einfach statisch unbestimmten Rahmens bei verschiedenem Verhältnis der Höhe zur Stützweite. Untersuchung des unsymmetrischen Doppelrahmens. Forts. folgt.

Versuche über die Verteilung einer Linienbelastung in einer Rippenplatte. Von Saliger. (Arm. Beton Okt. 12 S. 361/65*) Bei Belastung einer Rippenbalkendecke längs einer Rippe beteiligen sich die benachbarten Rippen am Biegungswiderstand; die Größe der Lastübertragung hängt von der Steifigkeit der Deckenplatte ab.

Massena center suspension bridge. Von Berg. (Eng. Rec. 5. Okt. 12 S. 377/78*) Die Mittelöffnung der 4,27 m breiten Hängebrücke hat 122 m, die beiden Seitenöffnungen haben je 30,5 m Spannweite. Grundzüge der statischen Berechnung. Belastungsannahmen und zulässige Spannungen. Verankerung der Kabel.

The Sewickley cantilever bridge over the Ohio River. Von Buel. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Sept. 12 S. 1057/92* mit 16 Taf.) Die mit den Zufahrtstrecken rd. 556 m lange Brücke hat eine Mittelöffnung von rd. 225 m und 2 Seitenöffnungen von je rd. 90 m Weite. Der eingehängte Teil ist rd. 105 m lang. Berechnung, Gründung, Bauvorgang.

Die Risorgimento-Brücke über den Tiber in Rom. Von Marcus. Forts. (Arm. Beton Okt. 12 S. 378/84*) S. Zeitschriftenschau vom 21. Sept. 12. Schluß folgt.

Stützmauer in Eisenbeton am Elster-Saale-Kanal. Von Assemann. (Arm. Beton Okt. 12 S. 375/78*) Die 65 m lange und 5.1 m bis 5.8 m hohe Mauer besteht aus einer bewehrten Grundplatte, je 3 m von einander entfernten senkrechten Pfeilern und dazwischen gespannten Platten. Bauvorgang.

Tresoranlagen in Eisenbeton mit besonderer Panzerung. Von Zipkes. Schluß. (Deutsche Bauz. 12. Okt. 12 Beil. S. 151/52*) S. Zeitschriftenschau vom 5. Okt. 12.

Versuche über den Wert verschiedener Normalbewehrungen in Eisenbetonbalken. Von Saliger. (Deutsche Bauz. 12. Okt. 12 Beil. S. 147/51*) Erforschung des Wertes verschiedener starker Zugbewehrungen und verschiedener Druckbewehrungen. Schluß folgt.

Elektrotechnik.

Chicago's latest generating station. (El. World 5. Okt. 12 S. 701/05*) Das soeben vollendete dritte neue Kraftwerk der Commonwealth Edison Co. enthält zunächst zwei 20000 KW-Turbodynamos und soll später auf 240000 KW ausgebaut werden. Ansichten der Maschinenräume, Kohlenzufuhr, Wasserbeschaffung.

Das Elektrizitätswerk Arnsberg bei Amsteg. Forts. (Schweiz. Bauz. 12. Okt. 12 S. 195/99*) Die 2067 m lange Druckrohrleitung besteht aus geschweißten schmiedeisernen Röhren von 600, 500 und 470 mm Dmr. 430 m sind in den Boden verlegt, der übrige Teil ruht auf gemauerten oder Betonpfeilern. Verbindung der Rohre. Verteilleitung. Forts. folgt.

The Adamello hydro-electric plant. Forts. (Engineer 11. Okt. 12 S. 373/76*) Das Cedegolo-Werk mit fünf, später sieben 5000 PS-Peltonrädern von Riva & Co. in Mailand.

A hydroelectric power plant in Chile. Von Hatch. (Eng. Rec. 28. Sept. 12 S. 356/58*) Die Anlage am Cachapral-Fluß dient zum Betrieb der Bergwerks- und Hüttenanlagen der Braden Copper Co. und enthält drei 4000 PS-Peltonräder mit je einer 2000 KVA-Westinghouse-Drehstromdynamo für 2300 V und 60 Per./sk: der Strom wird auf 33000 V gebracht und 29 km weit geleitet. Wasserbauten.

Franklin street substation of the Metropolitan West Side Elevated Railway Co. (El. Railw. Journ. 28. Sept. 12 S. 478/80*) Die unter dem Hochbahngerüst erbaute Verteilstelle enthält zwei 2000 KW-Umformer und Platz für einen dritten. Der Drehstrom kommt mit 9000 V an, wird auf 430 V gebracht und in den Umformern in Gleichstrom von 600 V umgewandelt. Einzelheiten des feuersichern Raumes.

Der Einphaseninduktionsmotor. Von Moser. (El. u. Maschinenb. Wien 13. Okt. 12 S. 845/50*) Entwicklung einer Formel, die den vollständigen Augenblickswert des Stromes in der Läuferwicklung an einer beliebigen Stelle des Umfanges angibt, wenn sich der Läufer mit beliebiger Geschwindigkeit in einem einachsigen Wechselfelde dreht. Daraus werden alle andern Beziehungen abgeleitet und ein neues Diagramm entworfen. Allgemeine Vorbemerkungen über das Berechnen der Amperewindungen, die Bedeutung der Streuungsziffern usw. Forts. folgt.

Zellenschalter mit Hilfszellen. Von Kjär. (ETZ 10. Okt. 12 S. 1047/51*) Uebersicht über die bekannten Zellenschalter und Darstellung von drei neuen.

Erd- und Wasserbau.

Neuere Baggerkonstruktionen. Von Paulmann und Blaum. (Z. Ver. deutsch. Ing. 19. Okt. 12 S. 1685/89*) Vorrichtungen zum Sieben und Trennen des Baggergutes. Kieswäscher der Mannheimer Schiffs- und Maschinenbau-A.-G. Dampfbagger mit Kieswasch- und Fortspüleinrichtung. Umlaufende Siebtrommel für einen Eimerbagger.

Ports of the Pacific. Von Chittenden und Powell. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Sept. 12 S. 1093/1158 mit 2 Taf.) Die militärische Bedeutung der Häfen. Handel, Hafenbauten. Zukünftige Entwicklung. Voraussichtlicher Einfluß des Panamakanales.

Gasindustrie.

Die Vergasung minderwertiger Brennstoffe im Gasgenerator. Von Gwosdz. (Z. Dampfk. Maschbtr. 11. Okt. 12 S. 429/32) Gegenwärtiger Stand des Verfahrens. Chemische und physikalische Grundlagen der Vorgänge im Generator. Untersuchungen von Boudouard. Wendt, Clement, Grine u. a. Forts. folgt.

Heizung und Lüftung.

Neuzeitliche Heizungs- und Lüftungsanlagen in Schulgebäuden. Von Jürgensen. (Dingler 12. Okt. 12 S. 641/46*) Die verschiedenen Arten der Zentralheizungen. Heizkörper und ihre Aufstellung. Anlage und Beschickung der Kessel. Entnahme und Reinigung der Frischluft durch Filter. Regelung der Lüftanlagen.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Der Erzsilo Pierrevillers. Von Mayer. (Deutsche Bauz. 12. Okt. 12 Beil. S. 115/17*) Allgemeine Anordnung des 4300 cbm fassenden Silos für das Hochofenwerk in Hagendingen. Grundzüge der statischen Berechnung. Schluß folgt.

New grain elevator for the Montreal harbor Commissioners. (Eng. Rec. 5. Okt. 12 S. 383/85*) Die Verladeanlage besteht aus einem Speicher von 139,3 m Länge, 30,5 m Breite und 67,1 m Höhe, der 278 Zellen aus Eisenbeton mit einem Gesamtfassungsvermögen von 923940 hl enthält, und kann in 10 st 240 Eisenbahnwagen beladen. Für den Umschlag auf Schiffe ist in 103,7 m Entfernung ein eiserner Turm vorhanden, zu dem das Getreide auf einem Bande gefördert wird. Selbsttätige Wägevorrichtungen.

Souterrain de la gare de Paris-Nord pour le transport des bagages. Von Sabourin und Théry. (Rev. gén. Chem. de Fer Okt. 12 S. 191/99*) Die Gepäckbeförderanlagen bestehen aus Aufzügen, die mit 10 PS-Elektromotoren betrieben werden und die Gepäckkarren vom und zum Bahnsteig schaffen.

Étude sur les cables transporteurs aériens. Von Thiery und Cretin. Forts. (Rev. Méc. Sept. 12 S. 209/53*) Seilbahnwagen. Selbsttätige Kupplungen. Forts. folgt.

Luftschiffahrt.

Was lehrt uns Heiligendamm. Von Zeyßig. (Motorw. 10. Okt. 12 S. 660/63 mit 1 Taf.) Abmessungen der Flugzeuge des Wasserflugzeug-Wettbewerbes in Heiligendamm. Ergebnisse und Schlußfolgerungen.

Maschinenteile.

Ueber eine wünschenswerte Berichtigung am Hartung-Regulator. Von Dubois. Schluß. (Dingler 12. Okt. 12 S. 646/49*) S. Zeitschriftenschau vom 19. Okt. 12.

Materialkunde.

Bericht über Forschungsarbeiten aus den ersten zehn Jahren des Bestehens des Institutes für Metallhüttenwesen und Elektrometallurgie an der Königlichen Technischen Hochschule zu Aachen. Von Borchers. (Metallurgie 30. Sept. 12 S. 601/38) Metalloide, Alkali- und Erdalkalimetalle, Erdmetalle, Erzmetalle.

Die Quellung des Zements und Betons. Von Rohland. (Zentralbl. Bauv. 12. Okt. 12 S. 538) Chemische Vorgänge beim Abbinden des Zementes.

Weitere Versuche des Deutschen Ausschusses für Eisenbeton. Von Foerster. (Arm. Beton Okt. 12 S. 365/72*) Versuche über die Widerstandsfähigkeit von Beton und Eisenbeton gegen Verdrehen. Versuche mit Stampfbeton. Beziehungen zwischen Formänderung und Biegungsmoment bei Eisenbetonbalken. Versuche mit Eisenbetonbalken zur Ermittlung der Widerstandsfähigkeit verschiedener Bewehrung gegen Schubkräfte.

Versuche über den Einfluß der Elektrizität auf Eisenbeton. Von l'Allemand. (Arm. Beton Okt. 12 S. 372/75) S. Zeitschriftenschau vom 27. April 12.

Mechanik.

Ueber Trägheitsmomente der geraden Zylinder. Von Ramisch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 11. Okt. 12 S. 648/50*) Ableitung der Trägheits- und Zentrifugalmomente für beliebige Schwerachsen.

Berechnung gewölbter Platten. Von Keller. (Mitt. Forschungsarb. Heft 124 S. 33/82*) Die Differentialgleichung der gewölbten Platte wird annäherungsweise durch Rechnen mit kleinen Differenzen gelöst. Voraussetzung ist, daß die Dicke der Platte im Verhältnis zum Krümmungshalbmesser des Meridians klein, der Stoff durchaus gleichartig und jede unstetige Querschnittsänderung vermieden ist. Zahlenbeispiele.

Wanddruck in Silos und Schachtöfen. Von Lindner. (Mitt. Forschungsarb. Heft 124 S. 1/32*) Die Untersuchung geht vom Gewichtsdruck eines einzelnen Kornes oder Stückes aus, das sich in schräger Richtung auf andere stützt, und gelangt unter Benutzung der wahrscheinlichen Mittelwerte durch Zusammenfassung der Drücke zu bestimmten Werten für Wand- und Bodendruck. Die schräg gerichteten Druckstrahlen bieten gewisse Aehnlichkeit mit den Kraftrichtungen in Zugstäben bei Festigkeitsversuchen. Beispiele.

Strömungsvorgänge an Gasdüsen. Von Pfotenhauer. (Journ. Gasb.-Wasserv. 12. Okt. 12 S. 997/1002*) Untersuchung der Ausflußgeschwindigkeiten und der Energieverluste in Düsen von Gasglühlichtbrennern. Beiwerte für die Geschwindigkeit, Zusammensetzung des Gasbrenners usw.

Meßgeräte und -verfahren.

Betriebsmäßige Dampfverbrauchskontrolle an Turbinen. Von Schultze. (Z. f. Turbinenw. 10. Okt. 12 S. 442/45*) Der Dampfverbrauch des Maschinenbetriebes in einem Bergwerk wurde

durch laufende Beobachtung des Dampfzustandes vor den Turbinendüsen und Berechnung aus dem Mündungsquerschnitt bestimmt. Kosten, Genauigkeit und Zuverlässigkeit des Verfahrens.

Metallbearbeitung.

The International Engineering and Machinery Exhibition at Olympia. Von Horner. (Engng. 11. Okt. 12 S. 489/503* mit 6 Taf.) Drehbänke, Fräsmaschinen, Schleifmaschinen usw. von Alfred Herbert Ltd., der Selson Engineering Co. Ltd., von J. Parkinson and Sons Ltd,, von Jones and Shipman Ltd. u. a. m. Forts. folgt.

Double and quadruple rotary chucks. Von Suverkrop. (Am. Mach. 12. Okt. 12 S. 464/65*) Durch Verwendung doppelter und vierfacher Aufspannvorrichtungen hat die Pratt & Whitney Co. die Leistung ihrer Schleifmaschinen für Sägeblätter, Zahnräder usw. vervielfacht.

Toolroom features of a German shop. Von Schultheiß. (Am. Mach. 12. Okt. 12 S. 461/63*) Zurichtung und Aufbewahrung der Werkzeuge und Meßwerkzeuge in der Turbinenfabrik der AEG.

Bolt and nut making at Gary, Indiana. (Iron Age 3. Okt. 12 S. 757/63*) Die Fabrik ist für eine Leistung von 2000 t monatlich gebaut. Die Werkstätten enthalten fünf Krane zu 3 und drei Krane zu 10 t. Sonstige Ausrüstung. Ansichten der einzelnen Räume.

Motorwagen und Fahrräder.

Die österreichischen Subventionslastwagen. Von Meitner. Forts. (Motorw. 10. Okt. 12 S. 653/58*) 35 PS-Vierzylinder-Viertaktmotor von Gräf & Stift. Motor, Getriebe und Kupplung des Praga-Wagens. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Elementare Berechnung der Turbo-Gebläse und -Kompressoren. Von v. Stein. (Dingler 12. Okt. 12 S. 649/51*) s. Zeitschriftenschau vom 1. Juni 12. Nachtrag.

Antrieb von Grubenventilatoren durch Drehstrommotoren mit regelbarer Umlaufzahl. Von Sauvage. (Glückauf 12. Okt. 12 S. 1668/72*) Der Rateau-Ventilator auf dem Hermineschacht in Neunkirchen für 8000 cbm/min wird durch Seile von einem asynchronen 600 PS-Drehstrommotor, Bauart Brown-Boveri-Scherbius, für 2000 V und 50 Per./sk angetrieben, der mit einem Drehstromkollektormotor für 150 KVA und einer Dynamo für 65 KVA verbunden ist. Der Hauptmotor gibt bei weniger als 485 Uml./min seine Schlupfenergie an den Kollektormotor ab, der die Dynamo übersynchron antreibt und so Strom in das Netz zurückgibt. Durch Verändern der Erregung des Kollektormotors wird die Umlaufzahl des Hauptmotors zwischen 330 und 485, die des Ventilators zwischen 150 und 220 Uml./min geregelt.

Schiffs- und Seewesen.

Fortschritte in den britischen Schiffbaubetrieben. Von Lienau. (Schiffbau 9. Okt. 12 S. 1/8*) Ergebnisse einer Studienreise. Die wirtschaftliche Ueberlegenheit der englischen Werften beim Bau mittelgroßer Frachtdampfer und ähnlicher Fracht- und Personendampfer wird durch die Beschränkung auf den Bau des eisernen Schiffskörpers, auf einzelne Bauarten, auf größte Einfachheit in der Werftorganisation, der Herstellung und dem Entwurf, sowie durch die Normalisierung der Bauteile erklärt. Schluß folgt.

Seitenradschleppdampfer »Hugo Marcus« und »Habsburg«. Von Heesch. (Schiffbau 9. Okt. 12 S. 8/16* mit 2 Taf.) Die Dampfer sind 63 m lang, 7,22 m breit und haben 0,87 m Tiefgang. Von den Dampfkesseln von je 116 qm Heizfläche ist der des Dampfers »Hugo Marcus« mit einem Ueberhitzer von 48 qm Heizfläche ausgerüstet. Schiffspläne, Zeichnungen des Kessels, des Ueberhitzers und der Dreifach-Expansionsmaschine. Schaufelrad. Ergebnisse von Vergleichversuchen.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

A new type and method of construction of large gas engines. Von Chorlton. (Engineer 11. Okt. 12 S. 394/96*) Allgemeines über Vor- und Nachteile der Gasmaschine. Einzelheiten einer neuen stehenden Bauart mit Zylindern ohne Ventile. Vergleich des Raumbedarfes bei stehenden und liegenden Maschinen. Zuverlässigkeit, Kosten.

German motor notes. (Engineer 11. Okt. 12 S. 378/80*) Mitteilungen über eine Studienreise: Dieselmotoren der Vulcan-Werke, der Germaniawerft, von Blohm & Voß usw.

Amerikanische Anlasser für Benzinmotoren. Von Heldt. (Motorw. 10. Okt. 12 S. 651/53*) Druckluftanlasser, Bauart Roth-Murphy, für 6zylindrige Motoren der Metzger Motor Car Co. in Detroit, Chalmers Druckgas-Anlasser. Schluß folgt.

Wasserversorgung.

Preliminary treatment of water for slow sand filtration at Pittsburgh, Penn. Von Johnson. (Eng. News 3. Okt. 12 S. 610/12*) Das säure- und eisenhaltige Wasser wird, bevor es durch die Sandfilter geht, mit schwefelsaurer Tonerde, Chlorkalk u. a. m. behandelt. Darstellung des Behälters.

Trinkwasserreinigung durch Schnellsandfiltration. Von Lemberg. Forts. (Journ. Gasb.-Wasserv. 12. Okt. 12 S. 1003/07*) Der Vorgang der Schnellfiltration mit chemischer Vorklärung zerfällt in vier Abschnitte: Zumessen der Chemikalien, Behandeln im Vorklärbehälter, Schnellfiltern und Reinigen der Filter. Schluß folgt.

Werkstätten und Fabriken.

Die neuen Eisenbauwerkstätten der American Bridge Co. Von Müllenhoff. (Eisenbau Okt. 12 S. 367/72*) S. Zeitschriftenschau vom 27. Juli und 3. Aug. 12.

Rundschau.

Deutsche Dreh- und Bohrwerke von besonders großen Abmessungen. Aus Anlaß der Veröffentlichung der beiden Wellendrehbänke und der Ausbohrbank für Güsse in Nr. 28 dieser Zeitschrift macht die Werkzeugmaschinenfabrik von Otto Froriep G. m. b. H. in Rheydt Mitteilung von einigen ähnlichen Maschinen mit teilweise noch bedeutenderen Abmessungen, die sie bereits vor einiger Zeit gebaut hat. Die Firma weist in ihrer Zuschrift einleitend mit Recht darauf hin, daß angesichts solcher Leistungen des Auslandes, wie der beschriebenen, es im Interesse des deutschen Werkzeugmaschinenbaues liege, wenn ähnliche oder gar größere im eigenen Lande gebaute Maschinen auch bekannt würden[1]).

Maschinen von solch erheblichen Abmessungen sind für jede neuzeitliche mechanische Werkstatt von Stahlwerken und Schiffswerften ein unbedingtes Erfordernis geworden. Sie sind ein Maßstab für die hohen Anforderungen, die heute an den Großwerkzeugmaschinenbau gestellt werden.

Die in Fig. 1 dargestellte Maschine zeigt eine schwere Drehbank, die von der Werkzeugmaschinenfabrik von Otto Froriep G. m. b. H. in Rheydt gebaut worden ist und in der zunächst beschriebenen Form als reine Wellendrehbank zum Bearbeiten besonders langer und schwerer Wellen dient.

Das Bett der als Doppelbank gebauten Maschine besteht aus zwei Teilen, die in der Mitte gekuppelt sind. Es hat vier Bahnen, von denen die beiden vorderen die vorderen Werkzeugschlitten, die beiden hinteren die rückseitigen Werkzeugschlitten tragen. Auf jedem Ende des Bettes sitzt ein Spindelstock, der durch einen Motor von 50 PS mit unveränderlicher Umlaufzahl angetrieben wird, wobei die verschiedenen Geschwindigkeiten der Hauptspindel durch Einrücken von Rädervorgelegen erzielt werden. Die Maschine hat ferner zwei Reitstöcke, drei vordere und zwei hintere Werkzeugschlitten und zwei Brillen. Besonders bemerkenswert ist die Form der Reitstöcke und der Brillen, die derart ausgebildet sind, daß sie sich nur auf die beiden hinteren Bahnen stützen, so daß die vorderen Schlitten die vordere Bettwange auf ihrer ganzen Länge frei bestreichen und so nach Bedarf auf der einen oder auch auf der andern Hälfte der Bank verwendet werden können.

Der Selbstgang der Schlitten wird von vier Schaftwellen abgeleitet, auf jeder Bettseite zwei, von denen je die eine vom rechten, die andre vom linken Spindelkasten aus angetrieben wird. Durch Umlegen eines Hebels ist damit die Möglichkeit geschaffen, jeden Werkzeugschlitten nach Bedarf von der rechten oder der linken Seite aus schalten zu lassen.

Die Abmessungen der Maschine übertreffen die der amerikanischen Maschine beträchtlich. Die größte nutzbare Länge zwischen den Spitzen beträgt 31,5 m, die Gesamtlänge 42 m, die Spitzenhöhe 1000 mm.

Während diese Maschine in der beschriebenen Bauart ausschließlich zum Bearbeiten von Wellen bestimmt ist, kann sie nach Fig. 2 auch für andre Zwecke verwendet werden. Auch in dieser Form ist sie von O. Froriep gebaut worden. Das Bett ist zweiwangig ausgebildet, und jeder der auf den Bettenden angeordneten Spindelkasten erhält seinen An-

[1]) Es würde wünschenswert sein, wenn die großen Werkzeugmaschinenfirmen häufiger über derartige besonders bemerkenswerte Maschinen in allgemeiner Form berichteten. Sie erwecken nicht nur ganz allgemein das Interesse jedes Ingenieurs, der daraus die Grenzen erkennt, bei denen man zurzeit in der Metallbearbeitung angelangt ist, sondern sie geben auch manchem Betriebsleiter Winke an die Hand, wie er vielleicht ähnliche Maschinen für andre Zwecke verwenden kann.

Fig. 1.

Schwere Wellendrehbank von 1000 mm Spitzenhöhe von Otto Froriep, G. m. b. H.

Fig. 2.

Schwere Drehbank von 850 mm Spitzenhöhe von Otto Froriep. G. m. b. H.

Fig. 3.

Ausbohrmaschine von Otto Froriep, G. m. b. H.

trieb durch einen im Verhältnis 1:3 regelbaren Drehstrommotor. Außer den beiden Werkzeugschlitten üblicher Bauart sind ein Hohlbohrschlitten und eine Ringbrille vorgesehen. Der Oberteil des Schlittens zur Aufnahme des Hohlbohrers ist quer zum Bett verstellbar angeordnet, so daß im Oberteil auch eine Bohrstange befestigt werden kann. Auf diese Weise ist die Maschine auch zum Ausbohren von Geschützmänteln verwendbar, die auf der einen Seite in einer Planscheibe festgespannt, auf der andern in der Ringbrille geführt werden. Die Maschine hat 27,5 m nutzbare Länge zwischen den Spitzen bei einer Bettlänge von 31,5 m und einer Spitzenhöhe von 850 mm.

Auch zu der an der gleichen Stelle beschriebenen doppelten Ausbohrmaschine für Stahlgüsse ist von O. Froriep bereits ein Gegenstück gebaut worden, dessen Konstruktion aber von der der englischen Maschine grundsätzlich abweicht. Die

Maschine von Noble & Lund arbeitet in der Weise, daß das auszubohrende Stück festgespannt wird, während die Hohlbohrer sich drehen und gleichzeitig gegen das Werkstück vorgeschoben werden.

Bei der in Fig. 3 dargestellten Ausbohrmaschine von O. Froriep hingegen läuft das Werkstück um, während die beiden Hohlbohrer nur mechanisch gegen den auszubohrenden Block vorgeschoben werden. Die Maschine dient zum Ausbohren von Blöcken bis 1500 mm Dmr. und 5000 mm Länge, also von rd. 70 t Gewicht. Für die beiden Hohlbohrer sind Vorschübe zum Bohren und Aufreiben vorgesehen. Das Kühlen der Werkzeuge und das Wegspülen der Späne besorgt eine von einem 12 pferdigen Motor angetriebene Schleuderpumpe.

Das Verfahren, dem Block die Drehbewegung und den Hohlbohrern nur den Vorschub zu erteilen, hat den Vorteil, daß nicht so leicht ein Verlaufen der Bohrer zu befürchten ist, weil sie infolge der Drehung von selbst stets nach der Mitte gedrängt werden, während bei stillstehendem Block die Gefahr des Verlaufens der Bohrer besonders bei etwa im Innern des Blockes vorkommenden blasigen Stellen vorliegt. Bei dem Gegeneinanderarbeiten der Bohrer ist aber ein Verlaufen besonders unangenehm.

Auf gute und sichere Führung der Hohlbohrer auf dem Oberbett ist, wie die Abbildung zeigt, besondere Sorgfalt verwandt; es ist möglichst hoch gehalten, so daß die Entfernung der Gleitbahn des Hohlbohrschlittens bis Mitte Bohrer nicht größer ist, als es der Durchmesser der Bohrer unbedingt verlangt. Nickel.

Das für die deutsche Marine gebaute neue Zeppelinluftschiff[1]), das die Bezeichnung »L 1« trägt, hat am 13. und 14. Oktober d. J. eine rd. 30stündige Probefahrt glücklich erledigt, wonach es von der Behörde übernommen wurde. Das Luftschiff stieg in Friedrichshafen auf, fuhr über Fulda, Osnabrück und Aurich der Nordsee zu, wandte sich dann nach Schleswig-Holstein, überflog einen Teil der Ostsee und erreichte über Lübeck und Kyritz Berlin, wo es in der Luftschiffhalle in Johannisthal untergebracht wurde. An der Fahrt, bei der eine Strecke von rd. 1600 km zurückgelegt wurde, nahmen 21 Personen teil; die höchste erreichte Höhe, in der gemäß den Abnahmevorschriften 6 st lang gefahren wurde, betrug 1600 m. Der mitgeführte Brennstoffvorrat reicht für rd. 50 st aus, so daß der Aktionsradius etwa 2500 km beträgt.

Zum **Ausbau des Hafens von Cuxhaven** ist eine Summe von 10 Mill. ℳ ausgeworfen. Vor allem soll die Wassertiefe auf 12 m bei mittlerem Niedrigwasser gebracht werden, um selbst den Schiffen der »Imperator«-Klasse der Hamburg-Amerika-Linie die Benutzung des Hafens zu ermöglichen.

Die neuesten englischen Linienschiffe. Im Monat Oktober d. J. liefen die beiden Linienschiffe »Iron Duke« und »Marlborough« auf den Regierungswerften in Portsmouth und Devonport vom Stapel. Zwei weitere Schwesterschiffe »Delhi« und »Benbow« sind bei Vickers Ltd. in Barrow und bei Thomas Beardmore in Dalmuir in Bau. Sämtliche vier Schiffe sind 177 m lang bei 27,5 m Breite und 25000 t Wasserverdrängung. Die Hauptbewaffnung besteht aus zehn 34 cm-Geschützen, die in 5 Zwillingstürmen aufgestellt sind. Zum Antrieb dienen Dampfturbinen von zusammen 29000 PS, die den Schiffen 21 Knoten Geschwindigkeit erteilen sollen. Die Größe dieser Schiffe ist gegenüber dem ersten Dreadnought um rd. 40 vH gestiegen, die Maschinenleistung dagegen nur um 20 vH. (Engineering 11. Oktober 1912)

Nietkopf-Walzmaschine. Die Nietkopf-Walzmaschine von Brüder Boye-Berlin soll für leichte Blecharbeiten bis 10 mm Nietdurchmesser das Stauchen des Nietkopfes durch Walzen ersetzen. In die Spindel einer Maschine, die einer Bohrmaschine ähnlich sieht, ist eine Gabel gesteckt, in der dicht nebeneinander zwei Stahlrollen gelagert sind, welche miteinander eine Hohlkehle von einer dem Nietkopf entsprechenden Form bilden. Die beiden Rollen sind unabhängig voneinander drehbar. Das Werkstück wird mit eingezogenem Niet auf den Nietamboß gelegt, der auf dem durch Fußhebel heb- und senkbaren Tisch der Maschine angebracht ist, und soweit gehoben, daß der Nietschaft die Walzrollen berührt. Durch weiteres kräftiges Niederdrücken des Fußhebels werden die Rollen gegen den Nietschaft gedrückt und walzen diesen zu einem Kopf aus. (Der Eisenbau Oktober 1912)

Plan einer Untergrundbahn für Genua. Der Stadtverkehr in Genua hat sich mit der Zeit immer schwieriger gestaltet, und die schmalen Straßen der Stadt, die zwischen dem Meer und dem weit ans Meer herantretenden Gebirge eingeengt ist, bieten keine Aussicht, hierin eine Besserung zu schaffen. Deshalb haben die Ingenieure E. Ravà und S. Cattaneo den Entwurf einer Untergrundbahn ausgearbeitet, durch die allein die jetzigen Schwierigkeiten behoben werden können. Die insgesamt 10,25 km lange Bahn soll im Westen in dem Industrievorort Sampierdarena beginnen, die Stadt durchschneiden und in Quarto dei Mille im Südosten endigen. Von der gesamten Länge entfallen 7,46 km auf Untergrundstrecken, 1,44 km auf offene Strecken, 82 m auf Brücken und 990 m auf eine große Ueberführung über das Bisagnotal. Etwa 6 km Bahnstrecke werden in der Wagerechten liegen; die größte Steigung soll 19 vT betragen. Zehn von insgesamt vierzehn Haltestellen sollen unter der Erde liegen. Die Bahn soll sogleich zweigleisig ausgebaut werden. Zur Bewältigung des Verkehrs ist eine Fahrtdauer von 22 min und eine Zugfolge von je 5 min in Aussicht genommen. Als Betriebstrom wird Gleichstrom mit Zuführung durch eine dritte Schiene vorgeschlagen. Das Bau- und Betriebskapital ist auf 20 Mill. ℳ veranschlagt. (ETZ 10. Oktober 1912)

Das Nordwest-Elektrizitätswerk in Chicago ist im ersten Ausbau mit zwei 20000 KW-Turbodynamos fertiggestellt. Es ist das dritte Werk der Commonwealth Edison Co. Die beiden andern, die Werke Fiskstraße und Quarrystraße, enthalten zehn 12000 KW- und sechs 14000 KW-Turbodynamos. Die neue Anlage befindet sich auf einem 44 ha großen Gelände am Westufer des Nordarmes des Chicagoflusses, rd. 9 km von der Unterstadt Chicagos entfernt. Im endgültigen Ausbau sollen hier zwei Gebäudegruppen errichtet werden, die je sechs 20000 KW-Stromerzeuger mit allem Zubehör umfassen. Zu jeder der großen Dampfturbinen von etwa 30000 PS Leistung gehören zehn Kessel von je 510 qm Heizfläche. Diese großen Maschinen und Kessel drücken die Anlagekosten wesentlich herab; sie sind für den Gesamtausbau auf rd. 84 Mill. ℳ, also 350 ℳ/KW veranschlagt.

Die beiden Gebäudegruppen des endgültigen Ausbaues, die symmetrisch zu einer das ganze Gelände durchziehenden Straße angelegt werden sollen, umfassen je ein Kessel- und Maschinenhaus, ein Transformatorenhaus und ein Schalthaus, die getrennt voneinander aufgeführt werden. Das Kessel- und Maschinenhaus wird einen 84×36,8 qm großen Kesselraum und einen 88,5×21,3 qm großen Turbinenraum umfassen. Das Transformatorenhaus erhält eine Grundfläche von 88,5×8,5 und das Schalthaus eine solche von 88,5×10,7 qm. Zu jedem der 20000 KW-Maschinensätze, von denen die beiden Werkhälften je sechs erhalten, gehören eine vollkommen unabhängige Gruppe von zehn Kesseln mit Speisewasservorwärmer, Pumpen und Hülfseinrichtungen, eine Kondensationsanlage mit den erforderlichen Pumpen, eine Druckölanlage für die Spurlager sowie die elektrischen Einrichtungen zum Transformieren, Ueberwachen, Schalten und Messen des Stromes. Gegenwärtig versieht eine Kohlenförderanlage im Kesselhause zwei Kesselgruppen; in Zukunft soll aber auch die Kohlenförderung für jede Kesselgruppe besonders eingerichtet werden.

Die jetzt aufgestellten stehenden 20000 KW-Turbinen haben eine Trommel mit sechs Scheibenrädern; die Räder haben je zwei Schaufelreihen. Die Scheibenkränze sind in Abschnitte eingeteilt, die eine zum Handhaben der einzelnen Stücke passende Größe haben. Die Schaufeln sitzen wie vielfach üblich in Schwalbenschwanznuten und sind außen durch ein angenietetes Metallband miteinander verbunden. Die ersten drei Scheibenräder haben je 28 Doppelabschnitte mit je 24 Schaufeln, die letzten drei Räder je 28 Doppelabschnitte mit je 20 Schaufeln. Der äußere Durchmesser der Scheibenräder beträgt 3,6 bis 3,95 m. Der umlaufende Teil der Maschinen wiegt reichlich 100 t. Dieses Gewicht wird von einem Spurlager aufgenommen, dem Drucköl von 56 at Ueberdruck zugeführt wird. Diese Pressung wird erzeugt und erhalten durch Pumpen und einen Akkumulator, die mit einem Ueberdruck von 85 at arbeiten; der Ueberschuß an Druck wird in dem Lager abgedrosselt. Der Akkumulator hat 200 mm Bohrung und 2440 mm Kolbenhub; er ist für 105 at Ueberdruck bemessen und mit 140 at geprüft. Der Kondensator, der im Grundgehäuse der Turbine untergebracht ist, enthält in drei Abteilungen 7500 Gelbgußröhren von 25 mm äußerem Durchmesser und 5,2 m Länge. Die gesamte Kühlfläche beträgt 2970 qm. Der Kondensator muß 137 t Dampf in 1 st niederschlagen können, wozu 150 cbm Wasser von 18° C erforderlich sind. Der Dampfverbrauch der Turbinen ist mit 6,35 kg KW-st bei 10000 KW, mit 6,1 kg bei 15500 KW und mit 6,35 kg bei 20000 KW gewährleistet. (Electrical World 5. Oktober 1912)

[1]) s. Z. 1912 S. 1722.

Triebwagenzug mit Akkumulatoren für Havanna. Ende September sind in New York Probefahrten mit einem aus drei Akkumulatoren-Triebwagen bestehenden Zuge ausgeführt worden, der für eine rd. 11 km lange Vorortstrecke der United Railways of Havana bestimmt ist. Die Fahrten haben auf der 84 km langen Strecke vom Pennsylvania-Bahnhof in New York nach Long Beach auf Long Island stattgefunden. Dabei legte der Zug eine 42 km lange Strecke in der Zeit von 52 min zurück, entsprechend der Geschwindigkeit von rd. 48 km/st, für die die Motoren gebaut sind. Die Wagen enthalten je 40 Sitzplätze. Die Motoren werden durch eine Vielglieder-Steuerung betätigt. Der Zug enthält insgesamt 210 Edison-Zellen, Größe A-6, und jeder Wagen außerdem 20 Zellen gleicher Art zur Beleuchtung und Lieferung des Steuerstromes. Der Arbeitsverbrauch beträgt bei normaler Geschwindigkeit und voller Besetzung 27,5 W-st/tkm. Bei den Probefahrten mit rd. 40 km/st Geschwindigkeit auf ebener Strecke sind 16,5 W-st/tkm festgestellt worden. Der Zug wird normal mit 0,275 m/sk² beschleunigt. Die Wagen sind je mit vier Motoren für 200 V und 37,5 Amp ausgerüstet, die die zugehörigen Achsen durch Zahnräder antreiben. Das betriebsmäßige Wagengewicht beträgt 16,8 t. (Electric Railway Journal 28. September 1912)

Ein neues thermoelektrisches Kalorimeter. Professor Féry, der durch seine Arbeiten auf dem Gebiete der Wärmemessung bekannt geworden ist, hat ein neues thermoelektrisches Kalorimeter entworfen, das den Heizwert von Brennstoffen unmittelbar an einer Teilung abzulesen gestattet. Das Meßgerät besteht aus einer kalorimetrischen Bombe, die so klein wie möglich ist und in einem Metallzylinder durch zwei Scheiben aus Konstantan gehalten wird. Die Bombe stellt die erhitzte Lötstelle eines thermoelektrischen Elementes dar, dessen kalte Lötstelle der äußere Metallzylinder bildet. Der Brennstoff wird in eine kleine Schale getan; in die Bombe wird dann Sauerstoff unter 15 at eingeleitet und der Brennstoff elektrisch entzündet. Ein Millivoltmesser zeigt die Spannung des thermoelektrischen Stromes an, der durch die Temperaturerhöhung der Bombe erzeugt wird, und gleichzeitig den auf einer zweiten Teilung verzeichneten Heizwert des Brennstoffes. Die Verluste durch Leitung sind absichtlich groß gemacht; infolgedessen können die Verluste durch Ausstrahlung, die sich mit der zweiten und vierten Potenz der Temperatur ändern, vernachlässigt werden. Bei Versuchen in dem Laboratoire d'Essais des Arts et Métiers in Paris hat sich das Meßgerät gut bewährt. (Engineering 20. September 1912)

Zuschriften an die Redaktion.

Versuche über den Einfluß der Breite bei Kerbschlagproben.

Zugversuche mit Stäben, die Eindrehung besitzen.

Geehrte Redaktion!

Ich bitte mir zu den beiden Aufsätzen des Hrn. Professors R. Baumann-Stuttgart in Nr. 32 dieser Zeitschrift einige Bemerkungen gestatten zu wollen.

Hr. Baumann bespricht auf Grund von Versuchen die seitens des Deutschen und des Internationalen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik für Kerbschlagproben mit Blechen empfohlene Maßnahme, die Blechdicke zur Stabbreite zu machen. Dieser Vorschlag wurde von den beiden Verbänden wohlüberlegterweise gemacht, weil der innere Aufbau des Bleches möglicherweise die Anwendung irgend einer bestimmten Stabform ausschließt, es sei denn eine Stabform von sehr geringen Abmessungen[1]).

Man hat an die Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit dem Normalstab, Fig. 1 der Baumannschen Arbeit, oder gar an die Umrechnung der Ergebnisse auf den Normalstab überhaupt gar nicht denken dürfen, aus Gründen, die sich aus folgendem ergeben.

Es ist leider ein in hohem Maße eingerissener Denkfehler, daß man das Gesetz der Aehnlichkeiten oft auch in solchen Fällen anzuwenden sucht, wie sie Hr. Baumann bespricht; und ein zweiter, daß man die Beurteilung des Gebrauchswertes eines Konstruktionsmateriales gar zu einseitig auf den Festigkeitsversuch begründet, obwohl man bei tieferem Nachdenken erkennen muß, daß es sich hier um ein Dogma handelt, dem die Gewohnheit und das Trägheitsmoment der Masse ein unmäßiges Gewicht verliehen haben, das aber immer nur einen einseitigen Einblick in das Wesen der Baustoffe gestattet[2]).

Aus dem ersten Denkfehler ergibt sich der weitere, daß man auch erwartet, daß die Ergebnisse von Festigkeitsversuchen (seien sie unter langsamer oder plötzlicher Formänderung der Masse verlaufen) miteinander verglichen werden können. Das ist aber nicht einmal zulässig, wenn man mit gleichen Stabformen und Abmessungen in gleicher Art arbeitet, und ebensowenig, wenn man das Gesetz der Aehnlichkeiten uneingeschränkt zugrunde legt.

Dabei wird eben in der Regel vergessen, daß das Gesetz bei der Materialprüfung einen physikalischen Sinn hat und durchaus nicht im rein mathematischen Sinne angewendet werden darf. Der Probekörper muß in seinen Abmessungen wie in seinem inneren Aufbau (Gefüge), aber auch noch in seinem Körperzustand und in seinen Einzelteilen nach dem Gesetz der Aehnlichkeiten beschaffen sein; er muß spannungslos sein, oder die etwa vorhandenen Spannungen müssen in ihrer Verteilung ebenfalls dem Gesetz der Aehnlichkeiten folgen.

Wenn diese Bedingungen nicht erfüllt sind, darf man selbst bei Verwendung geometrisch ähnlicher Probekörper und selbst bei Körpern von gleichen Abmessungen keine Uebereinstimmung oder Vergleichbarkeit der Versuchsergebnisse erwarten. Daher liegt es ohne weiteres auf der Hand, daß es ein gedankliches Unding ist, wenn man die Ergebnisse an spröden Körpern mit den an zähen Körpern gewonnenen in Vergleich stellt.

Aus dieser Betrachtung folgt, daß man bei einer Untersuchung über die Wirkung der Probeform und der Abmessungen auf das Prüfungsergebnis mit durchaus homogenen Körpern arbeiten muß und auf keinen Fall die gewonnenen Ergebnisse allzusehr verallgemeinern darf.

Ferner darf man, streng genommen, auch nur Mittelwerte von gleichem Gewicht zum Vergleich heranziehen. Dieser Forderung genügen die von Hrn. Baumann mitgeteilten Ergebnisse bei weitem nicht. Auch sind die Unterlagen nicht ausführlich genug gegeben, um sich ein Urteil über den Grad der Vergleichbarkeit bilden zu können.

Nun hat man es ja in der Technik freilich mit praktischen Verhältnissen zu tun, und es kommt nicht immer auf die strenge Erfüllung der letzten Forderungen an, die die physikalische Forschung stellen müßte.

Hr. Baumann hat aus seinen Arbeiten in Nr. 32 der Zeitschrift, ohne auf ältere Arbeiten zurückzugreifen, Schlußfolgerungen gezogen, die mir nicht ohne weiteres einleuchten; ich will deswegen hier noch folgendes hervorheben.

Die Bestimmungen in den Beschlüssen über die Stabbreiten sind von den beiden Verbänden für die Materialprüfungen der Technik keineswegs in der Erwartung getroffen worden, daß die mit dem Stabe aus Blechen gewonnenen Ergebnisse unmittelbar mit denen eines Normalstabes von 3 × 3 qcm Querschnitt übereinstimmen sollen, sondern man hat die Bestimmungen mit Rücksicht auf die wahrscheinliche Zonenbildung im Blech getroffen, weil man der Kernzone keinen überwiegenden Einfluß auf das Prüfungsergebnis einräumen wollte, was geschah, wenn man den Kerb parallel zur Zonenbegrenzungsfläche legte. Es sollten eben die Stabzonen mit verschiedenen Eigenschaften in gleicher Weise nebeneinander zur Wirkung gebracht werden, soweit dies überhaupt erreichbar ist. Deswegen sollten alle drei Schichten in gleichem Grade eingekerbt und der Schlagwirkung ausgesetzt werden; man legte hierauf das Hauptgewicht und verzichtete damit auf die Vergleichbarkeit mit dem Normalstab.

Die Versuche des Hrn. Baumann haben diesen Grundsatz nicht erschüttert und auch nicht erschüttern können, weil die Erfahrungen, die er bei seinen Wiederholungsversuchen gesammelt hat, eben schon früher erworben und teilweise auch

[1]) Vergl. E. Heln: Krankheitserscheinungen in Eisen und Kupfer, Z. 1902 S. 1115, sowie die Zeugnisse und Veröffentlichungen des Königlichen Materialprüfungsamtes in Berlin-Lichterfelde.

[2]) Mittlg. über Forschungsarb. 1901 Heft 3 S. 36.

schon früher bekannt gegeben und beachtet waren[1]). Die Tatsachen über die Wirkung der Stabbreite auf das Festigkeitsergebnis mit eingekerbten Stäben hat Barba bereits im Jahre 1874 aufgeklärt, und ich habe 1898 in meiner »Materialienkunde« hierauf hingewiesen. Meine älteren Ausführungen decken sich durchaus mit den Baumannschen Errungenschaften.

Ich muß hier aber noch zur Warnung an die Leser der neuen Arbeiten folgendes ausführen. Man darf die Unterschiede, die Baumann aus den Versuchen Ehrensbergers und aus seinen eigenen ableitet, durchaus nicht als allein von der geometrischen Form des Probestabes herrührend ansehen. Ich meine, es kann dabei doch gewaltig der Zufall mitspielen; das geht auch aus den Baumannschen Zahlen hervor. Man bedenke, welchen Einfluß bei einiger Unvollkommenheit der Auflagerungen an den Stabenden oder einiger Unvollkommenheit im Augenblick der Berührung der Schlagflächen des Bärs und der Probenmitte diese Umstände auf das Prüfungsergebnis, namentlich bei schmalen Probekörpern, haben können. So lange also nicht, wie ich oben forderte, die Versuche an nachgewiesen homogenem Material und an einer solchen Zahl von Körpern gleicher Form ausgeführt sind, daß man sich ein sicheres Urteil über den Zuverlässigkeitsgrad der Mittelwerte bilden kann, haben hiernach die Schlußfolgerungen über die Wirkungen der Stabbreite überhaupt kein durchschlagendes Gewicht, und da man nicht zu erkennen vermag, in welchem Maße der Zufall mitgespielt hat, ist es nicht notwendig, daß man anerkennen muß, daß die früheren Beschlüsse der beiden Verbände der Abänderung durchaus bedürftig seien. Ganz besonders würde ich mich aber hüten, dem Verlangen zuzustimmen, daß infolge der Baumannschen Versuchsergebnisse zu einer geringeren Stabbreite übergegangen werden müsse. Größeres Gewicht haben hier m. E. Gründe, die E. Heyn veranlaßt haben, seine Kerbschlagversuche mit kleinen Probestäben auszuführen, um die Eigenheiten im Materialaufbau klarzulegen.

Ich glaube es den Männern schuldig zu sein, die mit mir in fleißiger Arbeit die Unterlagen für die Beschlüsse der Verbände lieferten, daß ich hier sofort, und bevor sie Verwirrung stiften, im Anschluß an die Baumannschen Arbeiten mein Bedenken gegen seine Schlußfolgerungen ausspreche. Auch das, was Hr. Baumann wegen der Wirkung der Querdehnung sagt, kann, so beachtenswert seine neuen Versuche mit Querbohrungen zum Kerb an sich auch sind, doch nicht dazu verleiten, die aus praktischen Gründen gewählte Normalstabform und den Vorschlag bezüglich der Stabform aus Blechen abzuändern. Ich meine, wir sollten froh sein, endlich international zu dem Anfang einer Einigung gekommen zu sein. Diese löst keineswegs erschöpfend die theoretische Seite der Aufgabe, aber es wird ein Weg sein, um für den Hausgebrauch einen ausreichenden Einblick in die Materialeigenschaften zu gewinnen und die sonst außerordentlich lehrreichen Ergebnisse der Kerbschlagprobe praktisch nutzbringend zu verwerten.

Das von Hrn. Baumann aus seiner Figur 9 und der darunter angegebenen Tabelle abgeleitete Ergebnis der Versuche mit Querbohrungen darf übrigens meines Erachtens auch nicht ohne Erwiderung bleiben. Hier kommt der grundsätzliche Fehler einmal klar zur Wirkung, der darin liegt, daß man die spezifische Schlagarbeit aus der Fläche berechnet, ohne Rücksicht darauf, daß die Formänderungsarbeit nicht von der Fläche, sondern von einem immerhin unbestimmten Körperteil in der Nähe des Kerbquerschnittes geleistet wird.

Bei diesem Gedanken ist noch gar nicht einmal in Rücksicht gezogen, daß beispielsweise in einem mit Zonenbildung oder mit inneren Spannungen behafteten Probekörper die Lage der Querbohrung zu den Zonengrenzen einen so großen Einfluß haben kann, daß dieser Einfluß die Wirkung der geometrischen Verhältnisse vollkommen verdeckt. Trugschlüsse sind hier also in keiner Weise ausgeschlossen, und es wäre, um diesen zu begegnen, immerhin der Nachweis nötig gewesen, daß man es mit Zonenbildung und inneren Spannungen tatsächlich nicht zu tun hatte. Aetzversuche hätten diesen Einwand vermindern können.

Dieser Gedanke bringt mich auf weiteres.

Ist es nicht überhaupt bedenklich, ein Prüfverfahren, das doch ausgesprochenermaßen dazu dienen soll, ein Maß für die Sprödigkeit des Materiales zu gewinnen, auf zähe Körper auszudehnen[1]) und an zähen Körpern die Gesetze über die Wirkung von Form und Abmessung auf das Prüfungsergebnis mit spröden Körpern zu studieren? Versuche über die Wirkung der Stabform beim Kerbschlagversuch sollte man an sprödem und möglichst homogenem Material ausführen. Man sollte aber auch meines Erachtens die sogenannte spezifische Kerbfestigkeit überhaupt nicht ableiten, wenn der Körper beim Versuch nicht beim ersten Schlag zu Bruche ging und wenn er dabei eine so erhebliche Biegung erfahren hat, wie sie Hr. Baumann mehrfach abbildete.

Wenn ein Versuchskörper diese starke Krümmung zeigt, so ist es doch außerordentlich wahrscheinlich, daß er während einer merklich ausgedehnten Periode seiner Formänderung auf den Unterlagen und, nachdem er diese passiert hat, vielleicht auch andern Flächen der Maschine (Seiten der Auflager) gerieben hat und daß die Reibungsarbeit an diesen Flächen einen merklichen Teil der Schlagarbeit des Bärs verzehrte, die also gar nicht an der Formänderungsarbeit des eigentlichen Kerbteiles des Probekörpers beteiligt ist; das gibt dann natürlich ein falsches und in den Einzelheiten nicht entzifferbares Prüfungsergebnis.

Hieraus sollte man die Lehre ziehen, daß in Zukunft Körper, die im Schlagwerk bei der Kerbprobe nicht beim ersten Schlage zu Bruch gehen und nur eine Durchbiegung erfahren, kurzweg als »zäh« oder vielleicht besser als »nicht gebrochen« bezeichnet werden und daß man es dann überhaupt unterläßt, das Ergebnis in Zahlen anzugeben.

Wird dadurch nicht den praktisch notwendigen Anforderungen vollkommen Genüge geschehen sein?

Ich will meine Bemerkungen gegen die Arbeit des Hrn. Baumann hiermit schließen und an meine Auslassungen den Dank anknüpfen für die Anerkennung, die ich darin erblicke, daß meine eigene Arbeit und die Arbeit meiner Kollegen im Materialprüfungsamt von späteren Forschern stillschweigend benutzt und ergänzt werden.

Berlin-Lichterfelde W., den 21. August 1912.

A. Martens,
Direktor des Königlichen Materialprüfungsamtes.

Die vorstehende Zuschrift schließt mit dem Danke für die Anerkennung, die Hr. Geh. Oberregierungsrat Prof. Dr.-Ing. A. Martens, Direktor des Kgl. Preußischen Materialprüfungsamtes Berlin-Lichterfelde, darin erblickt, »daß seine eigene Arbeit und die Arbeit seiner Kollegen im Materialprüfungsamt von späteren Forschern stillschweigend benutzt und ergänzt werden«.

Gern und offen erkenne ich die großen, an mehreren Stellen der Zuschrift angedeuteten Verdienste des Hrn. Martens an, die ja auch seit langem in weiten Kreisen gewürdigt werden. Aber es wird nicht nur in Lichterfelde, sondern auch anderwärts auf diesen Gebieten intensiv gearbeitet, und ich vermag beim besten Willen nicht zu sehen, welche der erwähnten Arbeiten ich »stillschweigend benutzt« haben soll. Wenn meine Arbeiten Neues und damit auch Ergänzungen liefern, so entspricht das eben meiner Lebensaufgabe.

Ich schätze die Leistungen, welche Hr. Martens auf dem Gebiete der Materialprüfung vollbracht hat, und den bestehenden Altersunterschied in solchem Maße, daß ich glaube, es unterlassen zu sollen, auf die Zuschrift nach Form und Inhalt in gebührender Weise zu erwidern und zu zeigen, wie Hr. Martens sich wiederholt im Kreise bewegt, daß er sich widerspricht und Unzutreffendes behauptet. Nicht unterlassen darf ich jedoch, festzustellen, daß Hr. Martens die Auffassung des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik hinsichtlich der Kerbschlagprobe unrichtig darstellt, wie aus dem Vergleich der Martensschen Zuschrift mit den wertvollen, ausführlichen und klaren Darlegungen von Hrn. Dr.-Ing. Ehrensberger in der 35. Drucksache des Verbandes (Z. 1907 S. 1974 u. f.) deutlich hervorgeht.

Zu der erwähnten persönlichen Rücksichtnahme gesellt sich noch der Umstand, daß eine der Sache gerecht werdende Zurückweisung der in den 23 Absätzen der Martensschen Zuschrift enthaltenen versteckten und offenen Angriffe (so leicht sie möglich wäre) viel zu umfangreich würde, so daß ich Bedenken tragen muß, den beschränkten Raum dieser Zeitschrift für eine so unfruchtbare Sache zu beanspruchen.

Der Bericht über meine Versuche, betreffend die Kerbschlagprobe, an den Hr. Martens seine Zuschrift in erster Linie anknüpft, führt zu dem Vorschlag, daß ein schmalerer Normalstab gewählt werden möchte. Meine Arbeit mit dieser

[1]) Prof. E. Heyn hat unter Nennung der Quellen in Bd. II A der »Materialienkunde« von A. Martens und E. Heyn, Abs. 341, die Kerbwirkung bereits ausführlich behandelt, und auch in Bd. I Abs. 154 sowie in Abs. 103 ist die Kerbwirkung bei Zugversuchen, durchaus unter Benutzung der von Hrn. Baumann nur wiederholten Erklärungsgründe, auch die Ursache der Wirkungen besprochen.

[1]) Für die Charakterisierung zäher Materialien gibt es ja doch genug andre Prüfverfahren.

Anregung ist, wie Hrn. Martens als Verbandsvorsitzenden bekannt, dem für die Kerbschlagprobe bestehenden Ausschuß des Deutschen Verbandes unterbreitet worden. Den Mitgliedern dieses Ausschusses, zu denen auch Hr. Martens gehört, darf es überlassen werden — und es wäre richtiger gewesen, wenn Hr. Martens nicht persönlich vorzugreifen versucht hätte —, den Inhalt meiner Arbeit zu prüfen und unter Berücksichtigung aller in Betracht kommenden Gesichtspunkte das zu beschließen, was sie für recht halten.

Stuttgart, den 1. Oktober 1912. R. Baumann.

Entwicklung, Aufgaben und Fortschritte des praktischen Messens der hohl- und vollzylindrischen Maschinenteile.

Sehr geehrte Redaktion!

Gestatten Sie mir zu dem auf S. 1490 veröffentlichten Vortrag des Hrn. Direktors Ruppert ein paar kurze Bemerkungen.

Bei der Erörterung der konstruktiven Ausbildung der Toleranzkaliberdorne ist des besten Mittels, die Folgen der unvermeidlichen Abnutzung der Untermaßseite für die ganze Lehre möglichst gering zu halten, nicht gedacht. Es ist das die Auswechselbarkeit der Meßzylinder, wie sie z. B. von Ludw. Loewe & Co. A.-G. schon seit vielen Jahren in trefflicher Weise für alle Kaliberdorne, die größer als 18 mm sind, durchgeführt wird.

Die Rachenlehre Fig. 16, S. 1493, ist allerdings zum Messen glatter zylindrischer Flächen nicht geeignet, dafür aber, wenigstens zunächst, auch nicht gedacht. Vielmehr verdankt sie ihre Entstehung dem Bedürfnis, kreisförmige Rillen wie in Fig. 1 (z. B. für Kugellagerringe) zu messen; und dafür ist sie wohl brauchbar.

Die Rachenlehren Fig. 25 bis 34, S. 1495, sind gewiß von zweckmäßiger Konstruktion, aber ihr Anwendungsgebiet wird auf mittelgroße Durchmesser beschränkt bleiben müssen. Für sehr kleine Durchmesser würden die Lehren zu schwer und unhandlich werden, für recht große würden die Stahlbacken zu teuer werden und bei ihrer Länge vorn leicht auseinanderfedern. Hochachtungsvoll

Eugen Simon, Dipl.-Ing.

Auf die Bemerkungen des Hrrn. Simon erwidere ich:

Auswechselbare Kaliberdorne sind ein gutes Mittel, eine Ersparnis bei dem Ersatz abgenutzter Dorne herbeizuführen. Es ist nur nötig, eine Seite des Dornes auswechselbar zu machen, nämlich die im Durchmesser kleinere (in das Loch einzuführende). Begründung hierfür findet sich in dem Aufsatz.

Daß die Rachenlehre mit halbkugelförmigen Meßflächen nicht zum Messen zylindrischer Körper bestimmt ist, nehme ich als nötige Ergänzung zur Kenntnis. Zugleich wird dadurch mein Urteil, daß sie nicht zum Messen solcher Körper zu empfehlen sei, bestätigt.

Die von mir beschriebenen neuen zerlegbaren Union-Rachenlehren mit symbolischen Zweckformen sind für 18 bis 80 mm Dmr. ausgeführt und in diesen Grenzen durch die Praxis nach allen Richtungen durchaus bewährt. Eine Ausdehnung der neuen Gestaltung über 80 mm Dmr. hinaus ist nicht beabsichtigt. Das Verwendungsgebiet ist trotz dieser Beschränkung so groß, daß die neuen Formen zweifellos eine weitgehende Benutzung auch in andern Fabriken finden werden, zumal ihre Selbstherstellung einfacher ist als die jeder andern Form. F. Ruppert.

Nachtrag.

Von Hrn. C. E. Johannsson in Eskilstuna, Schweden, ist mir die Mitteilung zugegangen, daß die Aktiebolaget C. E. Johannsson ihre Endmaßsätze, welche ich in meinem oben genannten Aufsatze erwähnte, seit dem Jahre 1909 auch für eine Grundtemperatur von 0° C anstatt 20° C, also übereinstimmend mit dem Normalmeter der Physikalisch-technischen Reichsanstalt in Charlottenburg hergestellt werden. Hierdurch ist die wünschenswerte Einheitlichkeit für die Grundlage der Feinmessungen des Maschinenbaues geschaffen.

Ferner schreibt die Aktiebolaget C. E. Johannsson, daß der übliche Endmaß-Normalsatz für Abstufungen von 0,005 mm durch Nach- oder Mitlieferung einer Serie von 8 Endmaßen: 0,001, 0,002, 0,003, 0,004, 0,006, 0,007, 0,008, 0,009 mm ergänzt werden kann. Hierdurch sind feinere Uebergänge für die Toleranzen bei steigendem Durchmesser der zu messenden Werkstücke möglich. Hochachtungsvoll

Fried. Ruppert.

Angelegenheiten des Vereines.

Feier der Legung des Grundsteines für das neue Vereinshaus.

Am Sonnabend den 19. d. Mts. nachmittags 5 Uhr ist der Grundstein des neuen Vereinshauses gelegt worden.

Die Feier, an der sich Mitglieder des Vorstandes und des Bauausschusses, die Direktoren und Vertreter der Beamtenschaft des Vereines, die bauleitenden Architekten, der Vertreter der bauausführenden Firma sowie einige andre Herren, die sich um Entwurf und Bau verdient gemacht haben, beteiligten, wurde vom Vorsitzenden des Ortsbauausschusses, Hrn. C. Fehlert, mit einer Ansprache eingeleitet und nach Vollziehung der Hammerschläge mit einem Hoch auf Se. Majestät den Kaiser als den Schirmer des Friedens geschlossen.

Im Grundstein wurde ein kupferner Kasten vermauert, der folgende Urkunden und sonstigen Gegenstände enthielt:

1) Urkunde zur Geschichte des Neubaues.
2) Grundrisse und Querschnitte des Entwurfes.
3) Kupferplatte mit dem Bilde des Modelles des neuen Vereinshauses.
4) Kupferplatte mit dem Bilde des bisherigen Geschäftshauses, Charlottenstr. 43.
5) Kupferplatte mit dem Bilde der früheren Gebäude auf dem Grundstück des neuen Vereinshauses.
6) Zeitschrift Nr. 42, Band 56.
7) Inhaltsverzeichnis der Jahrgänge der Zeitschrift 1904/1910.
8) »Technik und Wirtschaft« Heft 10, 5. Jahrgang.
9) Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 124.
10) Verzeichnis der Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 1 bis 124.
11) Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie, III. Band.
12) Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure. Von Th. Peters.
13) Der Verein deutscher Ingenieure. Zur Feier des 50jährigen Bestehens.
14) Der Verein deutscher Ingenieure und seine Arbeiten, Druckschrift, herausgegeben anläßlich der Brüsseler Weltausstellung 1910.
15) Bezugsquellenverzeichnis, 10. Ausgabe.
16) Bücher- und Zeitschriftenverzeichnis der Vereinsbücherei, (abgeschlossen Anfang 1912).
17) Mitgliederverzeichnis 1912.
18) Seidener Beutel mit einer Grashof-Denkmünze in Bronze und sämtlichen Geldstücken deutscher Reichswährung.

Die unter 1) angeführte Urkunde hat nachstehenden Wortlaut:

Zur Geschichte des Neubaues des Geschäftshauses des Vereines deutscher Ingenieure.

Schon bald nachdem im Juni 1897 das neu erbaute Geschäftshaus des Vereines, Charlottenstraße 43, in Benutzung genommen war, wurde es klar, daß es auf die Dauer den Bedürfnissen des rasch anwachsenden Vereines nicht genügen werde. Bereits im Jahr 1899 trat daher der Vorstand des Vereines an die Hauptversammlung mit dem Antrage heran, ihn zum Ankauf eines Grundstückes für ein später zu erbauendes größeres Vereinshaus zu ermächtigen. Die Hauptversammlung in Nürnberg 1899 beschloß demgemäß, und

auf Grund dieses Beschlusses kaufte der Vorstand die beiden Grundstücke Dorotheenstraße 49 und Sommerstraße 4a (zugleich Dorotheenstraße 48), letzteres ein Eckhaus, die zusammen mit einer Grundfläche von 1025 qm, also dem Dreifachen der Grundfläche des Hauses Charlottenstraße 43, die Möglichkeit gewährten, in vornehmster Lage der Reichshauptstadt ein Vereinshaus zu bauen, das auch für Repräsentationszwecke ausreichte. Der Kaufpreis der beiden Grundstücke betrug einschließlich der Kosten des Ankaufes, des Stempels usw. rd. 1 Mill. *M*.

Die auf den Grundstücken stehenden alten Gebäude wurden, da man für die nächsten Jahre noch nicht mit der Erbauung eines eigenen Hauses zu rechnen hatte, vermietet.

Nach Verlauf von 10 Jahren kam die Zeit heran, wo das alte Vereinshaus in der Tat den Ansprüchen des Vereines an verfügbare Räume nicht mehr genügte. Die Hauptversammlung in Danzig 1910 trat daher der Frage der Erbauung eines neuen Vereinshauses näher, und auf Grund der von ihr geäußerten Anschauungen und Wünsche beauftragte der Vorstand die Geschäftstelle, ein Programm für die Bedürfnisse aufzustellen, denen ein auf den Grundstücken an der Dorotheenstraße zu errichtendes neues Vereinshaus zu entsprechen habe. Das von der Geschäftstelle ausgearbeitete Programm und die demgemäß von drei namhaften Architektenfirmen ausgearbeiteten Vorentwürfe wurden dem Vorstandsrat auf der Hauptversammlung des Jahres 1911 in Breslau vorgelegt, und der Vorstandsrat faßte folgende Beschlüsse:

1) Auf den dem Verein gehörigen Grundstücken in Berlin, Dorotheenstraße-Ecke Sommerstraße, ist ein neues Haus für den Verein zu errichten.

2) Die Geldmittel für den Neubau bis zur Höhe von 900000 *M* werden bewilligt.

3) Dem Neubau ist ein neuer Entwurf zugrunde zu legen, für den ein engerer Wettbewerb auszuschreiben ist. Der neue Entwurf soll in erster Linie für längere Zeit ausreichende Geschäftsräume vorsehen und im übrigen die in der Versammlung des Vorstandsrates vom 10. Juni 1911 gegebenen Anregungen berücksichtigen.

4) Mit der Durchführung dieses Wettbewerbes und des Baues wird ein Bauausschuß, bestehend aus dem jetzigen und dem neuen Vorstand und 9 vom Vorstandsrat gewählten Vereinsmitgliedern, betraut. Der Bauausschuß hat ohne Verzug die erforderlichen Schritte zur Verwirklichung des Neubaues zu tun.

Der Grundstein des neuen Vereinshauses.

In Ausführung dieser Beschlüsse beauftragte der sofort gewählte Bauausschuß fünf angesehene deutsche Architekten bezw. Architektenfirmen mit der Anfertigung von Entwürfen für den Neubau, welche die in der Hauptversammlung zu Breslau erörterten Gesichtspunkte zu berücksichtigen hatten. Diese Entwürfe liefen am 1. Februar des Jahres 1912 ein und wurden zunächst einem aus vier ersten deutschen Architekten zusammengesetzten Beurteilungsausschuß vorgelegt. Auf Grund des Urteiles dieses Ausschusses entschied sich der Bauausschuß am 17. Februar einstimmig dahin, den Entwurf der Herren Reimer & Körte, Kgl. Bauräte in Berlin, zur Ausführung anzunehmen. Zugleich wählte er aus seiner Mitte einen Ortsbauausschuß, dem die Befugnisse des Bauherrn übertragen wurden. Die weitere Bearbeitung des gewählten Entwurfes, die verschiedene von den beratenden Architekten und aus dem Kreise des Bauausschusses geäußerte Wünsche berücksichtigte, fand die Zustimmung des bei Gelegenheit der Hauptversammlung in Stuttgart am 9. Juni 1912 wiederum zusammengetretenen Bauausschusses und wurde der nunmehr einzuleitenden Ausführung des Baues zugrunde gelegt. Im Juni wurde mit dem Abbruch der alten Gebäude angefangen, und die Arbeiten sind nunmehr soweit gefördert, daß am heutigen Tage der Grundstein des neuen Hauses gelegt werden kann.

Berlin, den 19. Oktober 1912.

Der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure.

Die Direktoren. Der Ortsbauausschuß. Die Architekten.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **124. Heft** erschienen; es enthält:

Georg Lindner: Wanddruck in Silos und Schachtöfen.
Huldreich Keller: Berechnung gewölbter Platten.

Dieses Heft enthält als erstes, entsprechend dem Beschluß des Vorstandes vom 8. Januar 1912 (s. Z. 1912 S. 331), Arbeiten, die nicht auf Versuchen aufgebaut sind, sondern auf rein theoretischem Wege für die Praxis wichtige Fragen der Lösung entgegen führen.

Der Preis des Heftes beträgt 2 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 *M* beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Eine **Zusammenstellung des Inhaltes der Hefte 1 bis 124** zugleich mit einem Namen- und Sachverzeichnis wird auf Wunsch kostenlos abgegeben.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 44. Sonnabend, den 2. November 1912. Band 56.

Inhalt:

Wasserkraftanlage mit Holzstoff- und Papierfabrik Wolfsheck
der Firma E. Holtzmann & Cie. in Weisenbachfabrik (Baden).[1]

Von Dr.-Ing. **Fr. Oesterlen,** Heidenheim a. d. Brenz.

(hierzu Tafel 11)

Das wasserreiche Tal der Murg im badischen Schwarzwald umfaßt eine alteingesessene Industrie, in der Hauptsache Sägewerke, Holzschleifereien und Papierfabriken, die sich die reichen Wasserkräfte des Flusses dienstbar gemacht haben.

Entsprechend der Führung der Bahnlinie, die sich bis Sommer 1910 nur bis zu dem Orte Weisenbach erstreckte, waren bis dorthin und bis zu der noch Bahnanschluß besitzenden etwas weiter oberhalb liegenden Papierfabrik Breitwies der Firma E. Holtzmann & Cie. alle verfügbaren Gefälle seit längerer Zeit ausgenutzt, während weiter talaufwärts noch viele und zum Teil sehr große Wasserkräfte zu gewinnen sind.

Fig. 1.
Holzstoff- und Papierfabrik Wolfsheck.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen sowie Wasserkraftmaschinen und Wasserbau) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Fig. 2. Lageplan.

Maßstab 1 : 5000.

- *a* Speicher
- *b* Papiermaschinen
- *c* Holländersaal
- *d* Verwaltungsgebäude und Schlosserei
- *e* Holzputzerei
- *f* Schleiferei und Turbinenanlage
- *g* Schuppen
- *h* Kesselhaus
- *i* Lagerschuppen
- *k* Lokomotivschuppen
- *l* Wohnhäuser
- *m* Kantine
- *I* bis *V* Anschlußgleise

Mit dem inzwischen durchgeführten Weiterbau der Murgtalbahn bis nach Forbach bot sich sofort die Möglichkeit, auch weiter oberhalb Fabriken mit unmittelbarer Ausnutzung der Wasserkräfte zu errichten. Die Firma E. Holtzmann & Cie. hatte sich bereits im Jahre 1905 eine größere Wasserkraft gesichert und beschlossen, sie durch den Bau und Betrieb einer Holzstoff- und Papierfabrik auszunutzen. Diese Fabrik, die nach dem Flurnamen des Fabrikgeländes Wolfsheck benannt wurde, liegt oberhalb von Breitwies, und die ausgenutzte Gefällstufe schließt sich an die der letzteren Fabrik an. Es ließ sich dort in der Murg auf eine Flußstrecke von rd. 3 km ein nutzbares Gefälle von 42,4 m gewinnen, wobei zu erwähnen ist, daß E. Holtzmann & Cie. nunmehr die Murg von Forbach bis Weisenbach auf eine Flußstrecke von $7^1/_4$ km in drei Stufen mit einem Gesamtgefälle von 78,8 m ausnutzen, wobei im ganzen etwas mehr als 8000 PS Höchstleistung gewonnen werden.

Die Anlage Wolfsheck enthält weitaus die bedeutendste der drei Wasserkräfte mit 4500 bis 5000 PS höchster Leistung und ist nicht nur wegen dieser für deutsche Verhältnisse immerhin beträchtlichen Größe bemerkenswert, sondern auch im Hinblick auf die oberhalb der Fabrik vom badischen Staate geplante Ausnutzung der in der Murg noch verfügbaren großen Kräfte von Bedeutung, für die ähnliche Verhältnisse bestehen[1]).

Trotz der Wasserkraft, die im Betriebe wohl billig ist, aber ein hohes Anlagekapital verlangt, konnte der Betrieb einer in Wolfsheck zu erbauenden großen Fabrik für Zeitungsdruckpapier nur dadurch wirtschaftlich gestaltet werden, daß außerdem gute Beförderungsverhältnisse geschaffen wurden und die Anlage hinsichtlich der Kraftgewinnung und der Fabrikation aufs beste ausgestattet wurde. Die Holzschleiferei und die Papierfabrik sind denn auch nach durchaus neuzeitlichen Grundsätzen eingerichtet worden, unter Benutzung der reichen Erfahrungen, die die Firma E. Holtzmann & Cie. in ihren beiden weiter talwärts liegenden Fabriken, der schon oben erwähnten Holzstoff- und Papierfabrik Breitwies und der Holzschleiferei Schlechtau, gesammelt hatte, und unter Berücksichtigung aller wesentlichen Fortschritte in der Papiermacherkunst, so daß diese Anlage ein gutes Bild vom heutigen Stande der Papierherstellung bietet.

Der erste zur Nachsuchung der behördlichen Genehmigung dienende Entwurf für das Wasserkraftwerk wurde von der Firma E. Holtzmann & Cie. selbst mit Hrn. Geometer **Breitling** aus Schramberg ausgearbeitet. Bei der weiteren Bearbeitung des Entwurfes und bei den wasserbaulichen Arbeiten hat Hr. Oberbaurat Prof. Th. **Rehbock** in Karlsruhe als technischer Berater mitgewirkt.

Die maschinelle Ausrüstung der Holzschleiferei und Papierfabrik einschließlich der Wasserturbinen ist von J. M. **Voith**, Heidenheim a. Br., geliefert worden.

Fig. 3.

Das Murgtal mit den Papierfabriken Wolfsheck, Breitwies und Schlechtau.

[1]) s. **Rehbock, Entwurf eines Wasserkraftwerkes im Gebiete der Murg oberhalb Forbach** (Leipzig, Wilhelm Engelmann); vergl. auch Z. 1911 S. 721.

Die ganze Fabrik Wolfsheck, Tafel 11 und Fig. 1 und 2, gliedert sich in folgende Hauptteile: Wasserkraftanlage, Holzschleiferei, Papierfabrik und Nebenbetriebe, unter die fallen: Ausbesserwerkstatt, Walzenschleiferei, Anschlußgleise und weiterhin die Beamten- und Arbeiterwohnhäuser, die bei der Fabrik errichtet werden mußten.

Fig. 4 bis 6. Wehr mit Kanal- und Stolleneinlauf.

Maßstab 1 : 1000.

Schnitt a-b.

Maßstab 1 : 500.

s Grundschwelle

Ohne auf diese Nebenbetriebe einzugehen, sollen in nachfolgendem nur die drei ersten Hauptteile der Fabrik beschrieben werden. Erwähnt sei hier gleich, daß die Bauarbeiten im Juni 1905 angefangen und im Jahre 1906 mit den maschinellen Einrichtungen der Fabrikanlage so weit gefördert worden sind, daß schon im Januar 1907 der Betrieb aufgenommen werden konnte.

Durch Aufstellung der zweiten Papiermaschine und des letzten von sechs je mit einer Turbine gekuppelten Großkraftschleifern ist die Fabrik in den Jahren 1910 und 1911 voll ausgebaut worden.

1) Wasserkraftanlage.

Das Einzuggebiet der Murg bis zum Wehr der Neuanlage unterhalb Forbach beträgt 335 qkm, und die Wasserkraft kann dort für eine größte Wassermenge von 10 cbm/sk ausgebaut werden, was sich aus den langjährigen und sehr zuverlässigen Aufzeichnungen über die abfließenden Wassermengen ergibt, die in der Fabrik Breitwies gemacht worden sind. Die ausbaufähige Wassermenge ist mit rd. 30 ltr/sk auf 1 qkm Einzugsgebiet außerordentlich hoch und erklärt sich durch die sehr starke Bewaldung des Murgtales und durch die außergewöhnlich reichliche Niederschlagmenge; denn die jährliche Regenhöhe beträgt 1300 bis 1600 mm und zählt zu den höchsten beobachteten Regenhöhen im ganzen Deutschen Reiche[1]).

Nach Abzug der Gefällverluste, die für die Zuleitung des Wassers nach den Turbinen aufgewendet werden müssen, bleibt ein Nutzgefälle von 42,4 m, so daß sich eine höchste Leistung von 4500 PS an den Turbinenwellen bei 80 vH Wirkungsgrad der Turbinen ergibt. Bei größeren Wassermengen in der Murg, bei denen sich durch Ueberflutung des Wehres das Wasserspiegelgefäll erhöht, gehen bis zu 12 cbm/sk Wasser durch den Oberkanal, so daß in diesem Fall bis rd. 5000 PS gewonnen werden können. Mit 6,5 cbm/sk Wasserzufluß im Jahresmittel beträgt die mittlere Leistung rd. 3000 PS. Zur Gewinnung des Gefälles werden zwei große Krümmungen des Flußlaufes abgeschnitten, Fig. 3. Die Wasserkraftanlage besteht aus folgenden Teilen: dem Wehr mit Kanaleinlauf, dem Stollen, dem Wasserschloß

Fig. 7. Wasserfassung.

[1]) s. a. Denkschrift der Großherzogl. Generaldirektion der Badischen Staatseisenbahnen über die Wasserkraftanlage im Murgtal, Kapitel I, 6 S. 15, sowie: Beiträge zur Hydrographie des Großherzogtums Baden, herausgegeben von dem Zentralbureau der Meteorologie u. Hydrographie, Heft 14 S. 44.

mit Rohreinlauf, der Rohrleitung, den Turbinen und dem Untergraben.

Das Wehr von 40 m Länge liegt senkrecht zur Flußrichtung und ist als fester mit Granitquadern verkleideter Betondamm ausgeführt. Irgend ein Grundablaß oder sonst ein beweglicher Teil ist im Wehr nicht vorhanden, da die Murg nur geringe Mengen von Sinkstoffen mit sich führt und bei der günstigen Form des Wehrprofiles die größten Hochwasser von 500 cbm/sk noch ohne gefährlichen Rückstau abgeführt werden können. Unmittelbar oberhalb des Wehres zweigt links senkrecht zum Flußlauf der Obergraben ab, Fig. 4 bis 7. Als erster Schutz gegen mitgeschwemmtes Holz und Eis ist vor dem Einlauf ein Grobrechen aus Eisenbahnschienen mit 500 mm Schienenabstand angebracht. Im linksseitigen Widerlager des Wehres ist der gestaute Teil des Flußlaufes mit dem unterhalb liegenden durch eine Fischtreppe verbunden.

Der offene Obergraben von 4,8 m Breite und 2 m Wassertiefe, der wie auch der anschließende Stollen für eine Wasser-

Fig. 8.

Stolleneinlauf mit Absperrschütze und Spülschleuse.

führung von 10 cbm/sk angelegt ist, macht gleich nach dem Einlauf am Wehr eine scharfe, nahezu rechtwinklige Krümmung, um auf eine Strecke von 210 m ziemlich parallel mit dem Murgbett zu verlaufen. Dadurch ergab sich die günstige Gelegenheit, die rechte Kanalmauer teilweise als Uebereich auszubilden, was zur Verminderung des Rückstaues bei Hochwasser beiträgt.

Vor dem an den offenen Kanal anschließenden Stollen sind eine Absperrschütze und eine Spülschleuse angeordnet, Fig. 4, 5 und 8. Der Stollen ist 1398 m lang und führt in nahezu gerader Linie, Fig. 3, nach dem am linken Murgufer gegenüber der Fabrik Wolfsheck gelegenen Wasserschloß. Das Stollenprofil, Fig. 9, hat mit 2,5 m lichter Breite und einer nutzbaren Höhe von 2 m einen Wasserquerschnitt von 5 qm, dem bei 10 cbm/sk Wasserdurchgang eine Geschwindigkeit von 2 m/sk entspricht. Der Stollen liegt ganz im Granit; die Sohle und die Seitenwände sind mit Beton verkleidet und mit Zementglattstrich versehen, um den Gefälleverlust, der bei einem Sohlengefälle von 0,91 vT zu 1,27 m berechnet wurde, möglichst herunterzudrücken. Bei der Herstellung des Stollens wurden elektrische Bohrmaschinen verwendet. Zum Beschleunigen des Baues wurde der Stollen von den beiden Enden aus und von einem in der Mitte angelegten Querschlag aus nach beiden Seiten vorgetrieben. Bei Tag- und Nachtarbeit wurde dabei ein täglicher Fortschritt von 5 bis 6 m erreicht.

Das Wasserschloß, Fig. 10 bis 13, schließt in einem sich allmählich erweiternden Kanal an den Stollen an und umfaßt außer einem 19 m langen Uebereich eine Leerschleuse, eine Spülschleuse und den Feinrechen mit 20 mm l. W. zwischen den Flacheisenstäben, sowie zwei Absperrschützen vor dem Rohreinlauf.

Beim Kanaleinlauf, Fig. 4, und beim Wasserschloß, Fig. 10 bis 13, fallen die Grundschwellen *s* auf, die bis auf 500 mm an den normalen Oberwasserspiegel heranreichen. Die ersten für die Einholung der behördlichen Genehmigung angefertigten Pläne enthielten diese Schwellen nicht, und der Stollen war mit doppelt so großem nicht ausbetoniertem Querschnitt vorgesehen. Um den Einsprachen der Unteranlieger entgegen zu kommen, die befürchteten, daß der große und lange Obergraben und Stollen mit seinem bedeutenden Wasserinhalt Gelegenheit biete, periodisch zu arbeiten, d. h. zeitweise mehr Wasser in den Turbinen zu verarbeiten, als oben dem Kanal zufließe, und dann wieder das Wasser teilweise zum Aufstauen zurückzuhalten, wurde im Laufe der Verhandlungen der Stollenquerschnitt auf das oben angegebene

Fig. 9. Stollenquerschnitt.

Maßstab 1 : 60.

Maß vermindert und weiterhin die beiden Grundschwellen eingebaut. Derartige Schwellen sind ja rein theoretisch betrachtet ein einfaches Mittel, um das Abarbeiten des Wasserspiegels zu verhindern, doch setzen sie voraus, daß das Wasser von den Oberanliegern her ebenfalls gleichmäßig zufließt, was aber im allgemeinen und auch hier bei der Anlage Wolfsheck nicht zutrifft. Anderseits ist zu erwägen, daß bei einer großen Holzstoff- und Papierfabrik, der auch bei geringstem Wasserzufluß noch eine Leistung von rd 900 PS an den Turbinen und zudem noch eine größere Dampfaushülfe zur Verfügung steht, nicht die geringste Veranlassung vorliegt, periodisch zu arbeiten und den Oberwasserspiegel sinken zu lassen. Die Betriebsleitung muß im Gegenteil darauf bedacht sein, daß stets mit möglichst hohem Oberwasserstand und Gefälle gearbeitet wird, und wenn einer derartigen Anlage eine reichliche Wassermenge im Obergraben zur Verfügung steht, so wird sie bei der Gleichmäßigkeit ihres Betriebes nur dazu beitragen, den Wasserabfluß regelmäßiger zu gestalten, als er oberhalb des Werkes ist. Wie aus diesen Erwägungen hervorgeht und wie sich auch in Wolfsheck unzweifelhaft gezeigt hat, sind solche Grundschwellen wenig angebracht, wenn wie hier der Wasserzulauf vom Oberlauf des Flusses her nicht ganz gleichmäßig ist; sie wurden jedoch von der Behörde als Bedingung für die Genehmigung der Anlage vorgeschrieben.

Das in Wolfsheck aus dem Wasserschloß durch die Leer- und Spülschleusen und über das Uebereich abfließende

Fig. 10 bis 13. Wasserschloß.

Schnitt A-B. Maßstab 1 : 650. Schnitt C-D.

Schnitt E-F.

Wasser wird durch einen wasseraufwärts von der Rohrleitung und parallel zu ihr angelegten Absturz in Kaskaden dem Murgbett wieder zugeführt.

Für die Zuführung des Wassers zu den Turbinen ist nur **eine Rohrleitung** gewählt worden, da dies einfacher und billiger ist als mehrere Leitungen. Erfahrungsgemäß ist zudem die Betriebsicherheit bei **einer** glatten Rohrleitung größer als bei mehreren Leitungen, wenn diese, wie es auch hier bei der Anlage Wolfsheck nötig gewesen wäre, unter sich wieder verbunden werden müssen, um eine richtige Wasserverteilung auf die einzelnen Turbinen bei möglichst kleinem Gefällverlust zu erreichen. In den dabei erforderlichen Stutzen und Schiebern liegt zweifellos eine viel größere Gefahr, als wenn nur eine glatte Leitung vorhanden ist.

Etwas anderes ist es, wenn, wie z. B. in elektrischen Kraftwerken, einzelne unabhängige Maschinensätze oder Gruppen mit je einer besondern Rohrleitung ohne gegenseitige Verbindung geschaffen werden können. Die Belastung der einzelnen Rohrstränge kann bei solchen Werken leicht zweckmäßig geregelt werden, und die Betriebsicherheit ist besonders bei sehr hohen Gefällen größer als mit nur einer Leitung.

Die Rohrleitung in Wolfsheck, Fig. 10 bis 14, die mit schönem in Beton ausgeführtem Uebergang an das Wasserschloß anschließt, hat 2,6 m lichten Durchmesser und ist bis zum Maschinenhause 95 m lang. Sie überschreitet, an eine Brückenkonstruktion angefügt, die Murg, bevor sie in

das Gebäude eintritt. An den unteren Knickpunkten ist die Leitung in sehr kräftigen Betonklötzen verankert. Zwei als Stopfbüchsen ausgebildete Ausdehnungsstücke, Fig. 15 und 16, sind oben beim Wasserschloß und in den unterhalb der Brücke liegenden wagerechten Strang eingefügt. Am Abhang ist die Rohrleitung auf Gußschuhen gelagert, Fig. 17 und 18. Die Siemens-Martin-Flußeisenbleche der Rohrleitung sind durchweg 11 mm dick, und das Rohr, das fortlaufend zusammengenietet worden ist, ist an den Auflagestellen noch durch Winkeleisen und an den Gleitflächen durch aufgenietete Blechtafeln versteift und verstärkt. Die Brücke, die auch als Fußgängersteg dient, und die Rohrleitung sind von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Gustavsburg, geliefert und aufgestellt worden.

Fig. 14.

Rohrleitung vom Wasserschloß zur Fabrik.

Innerhalb des Gebäudes verzweigt sich die Leitung in zwei rechtwinklig zur Hauptleitung liegende Verteilleitungen von 2200 und 1800 mm l W., an welche die Turbinen, durch Schieber einzeln absperrbar, angeschlossen sind. Die Verteilleitungen liegen unmittelbar über dem Untergraben, der das Wasser oberhalb der Bermersbacher Brücke der Murg wieder zuführt.

Der normale Wasserspiegel in der Murg am Untergrabenauslauf liegt auf 235,6 m über Normal-Null, so daß sich mit der Höhenlage der Wehrkrone auf 280 m ein Gesamtgefälle der Wolfshecker Wasserkraft von 44,4 m ergibt. Die Ueberlaufhöhe am Wasserschloß liegt auf 278,55 m, und das Nutzgefälle für die Turbinen beträgt bei 10 cbm/sk Wasserdurchfluß, wie schon oben erwähnt, 42,4 m.

Fig. 15 und 16.

Ausdehnungsstücke der Rohrleitung.

Maßstab 1 : 75.

Die Anzahl und Größe der aufzustellenden Turbinen ergab sich aus der Kraftverteilung für die einzelnen Teile der Holzstoff- und Papierfabrik, wobei angenommen wurde, daß zum mindesten für den ersten Ausbau mit einer Papiermaschine ganz ohne Aushülfs-Kraftmaschine auszukommen, also auch bei kleinster Wassermenge die Papierfabrik noch durch Wasserkraft im Betriebe zu halten ist, während ja die Holzschleiferei der jeweils zur Verfügung stehenden, mit der Wassermenge in der Murg wechselnden Kraft angepaßt werden kann. Mit dem vollen Ausbau und der Aufstellung einer zweiten großen Papiermaschine ist eine Dampfturbine zur Aushülfe beschafft worden. Alle Wasserturbinen sind Francis-Spiralturbinen mit gußeisernen Gehäusen und stehen in Fußbodenhöhe des Schleifraumes.

Die Turbinen für die Papierfabrik sind in einem von der Holzschleiferei durch eine Glaswand abgetrennten besondern Raum aufgestellt, s. Taf. 11. Es sind vorhanden:

Turbine 1 für den Antrieb der Holländer und Rührbütten. Sie leistet 520 PS bei 375 Uml./min und treibt durch Seiltrieb die Vorgelegewelle der Holländer.

Die Turbinen 3 und 4 machen ebenfalls 375 Uml./min und sind unmittelbar je mit einem Gleichstromerzeuger von 440 V Spannung gekuppelt. Sie dienen zum elektrischen Antrieb der Papiermaschinen und verschiedener Nebenmaschinen, wie Aufzüge, Pumpen, Ventilatoren usw. Während die Turbine 3 wie Turbine 1 520 PS leistet und nur den Stromerzeuger antreibt, ist die Turbine 4 für 715 PS bemessen und gibt ihre Kraft außer an den Stromerzeuger auch noch an eine auf dem Boden des darüber liegenden Geschosses angebrachte Vorgelegewelle für den Antrieb der Sortiermaschinen ab. An Stelle der Turbine 2, die als Aushülfsturbine in gleicher Größe und Anordnung wie Turbine 3 geplant war, ist jetzt eine AEG-Dampfturbodynamo von 600 PS und 3000 Uml./min aufgestellt worden. Die von den Wasserturbinen angetriebenen Dynamos sowie die übrige elektrische Einrichtung der Fabrik ist von den Siemens-Schuckert-Werken geliefert. In dem abgesonderten Raume steht noch eine kleine Turbine (Turbine 5) mit

Fig. 17 und 18.

Lagerung der Rohre am Abhang.

Maßstab 1 : 75.

90 PS Leistung und 850 Uml./min, die mit einer Lichtdynamo gekuppelt ist.

Alle diese Turbinen sind für die Regelung der Umlaufzahl je mit einem Drucköl-Regler ausgestattet, zu dessen Unterstützung noch besondere Schwungräder auf die Achsen der Gleichstromerzeuger aufgesetzt sind. Die Papiermaschinen erfordern eine außerordentlich genaue Geschwin-

digkeitsregelung, der jedoch die Voithschen Präzisionsregler in vollem Maße gerecht werden.

Turbine 3, Fig. 19 und 20, hat ein Laufrad von 900 mm Dmr. am Eintritt, das ganz aus einer zähen Spezialbronze hergestellt ist. Auch die Seitenwände der Leitvorrichtung sind mit auswechselbaren Bronzeringen ausgekleidet. Die Turbinenwellen ruhen in Ringschmierlagern, von denen das am Turbinendeckel als Kammlager zum Auffangen des Achsialschubes ausgebildet und mit Wasserkühlung versehen ist.

Für die Bemessung von Leistung und Umlaufzahl der Schleiferturbinen sind die größte Kraftaufnahme und die höchstens zulässige Umlaufzahl eines Holzschleifers maßgebend, da jede Turbine mit einem Schleifer gekuppelt ist und einen selbständigen Maschinensatz darstellt.

In den Jahren vor der Erbauung der Anlage Wolfsheck hatte J. M. Voith als erste Firma auf Veranlassung von E. Holtzmann & Cie. die Großkraft-Holzschleifer so weit ausgebildet, daß mit einem Maschinensatz bis zu 700 PS aufgenommen werden konnten. Der erste derartige 1,1 m breite Großkraftschleifer ist im Jahre 1904 in der Fabrik Schlechtau der Firma E. Holtzmann & Cie. aufgestellt worden.

Während für die Turbinen bei dem Gefälle von 42,4 m eine hohe Umlaufzahl erwünscht gewesen wäre, mußte sie mit Rücksicht auf die Umfangsgeschwindigkeit der Schleifsteine niedrig gehalten werden und wurde zu 250 Uml./min gewählt. Diese Umlaufzahl hat sich bei genügender Sicherheit für einen Stein von 1360 mm Dmr. als höchstens zulässig erwiesen und ist im Hinblick auf die zuvor für Holzschleifer zugelassenen Geschwindigkeiten als hoch zu bezeichnen.

Für den Turbinenkonstrukteur ergeben sich damit aber immer noch ziemlich schwierige Verhältnisse, was in der niedrigen spezifischen Umlaufzahl der Schleiferturbinen

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{N}{H^{3/2}}} = \frac{250}{\sqrt{42,4}} \sqrt{\frac{700}{42,4^{3/2}}} = 61$$

zum Ausdruck kommt. Zudem mußte mit Rücksicht auf einen nicht zu großen und teuren Erdaushub der Schleiferei- und Turbinenfußboden so hoch gelegt werden, daß sich ein Sauggefälle von 7 m und bei niedrigem Wasserstande sogar bis zu 7,4 m ergab. Erst nach reiflichen Erwägungen wurden diese Verhältnisse für die Turbinen gewählt und dabei von vornherein eingehende Versuche an einer der Schleiferturbinen ins Auge gefaßt, um, wenn nötig, noch Aenderungen vorzunehmen und den Wirkungsgrad auf die größtmögliche Höhe zu bringen. Von den sieben insgesamt vorgesehenen Schleiferturbinen sind für den ersten Ausbau drei bestellt worden; die vierte wurde als Versuchsturbine von J. M. Voith auf eigene Rechnung gleich mit ausgeführt.

In Fig. 21 bis 24 ist ein Schleifersatz dargestellt. Die Turbinen sind ebenfalls Spiralturbinen mit Gußgehäuse und Drehschaufelregelung, die hier aber nur mit der Hand betätigt wird, da ein Schleiferregler die Umlaufzahl jedes Maschinensatzes dadurch beherrscht, daß er auf den Druck einwirkt, mit dem das Schleifholz gegen den Stein gepreßt wird. Entsprechend der im Verhältnis zum Gefälle niedrigen Umlaufzahl würde sich ein großer Laufraddurchmesser und damit schmale und lange Leit- und Laufradkanäle ergeben. Um dies zu vermeiden, ist der Laufraddurchmesser mit 1180 mm ziemlich klein bemessen und dementsprechend eine ungewöhnlich niedrige Umfangsgeschwindigkeit von $u_1 = 0,537\sqrt{2gH}$ gewählt worden.

Bei der sich daraus ergebenden Schaufelform mit am Eintritt zurückgebogenen und stark gekrümmten Schaufeln (Hakenschaufeln) sind bei nicht ganz sorgfältiger und zweckentsprechender Konstruktion Anfressungen am Laufrade zu befürchten. In dem nunmehr fünfjährigen Betriebe haben sich die Laufräder aber als vollkommen unberührt erwiesen, und es ist lediglich an der Eintrittskante der Laufradschaufeln eine geringe Abnutzung durch das sehr stark sandhaltige Wasser zu bemerken. Die Schaufelkanäle der Leitvorrichtung und des Laufrades zeigen keine Spur von Anfressung, und auch der Saugkrümmer sowie die Welle im Saugraum sind vollständig davon verschont geblieben.

Wie auch sonst wiederholt schon bei hohem Gefäll und sandhaltigem Wasser bemerkt worden ist, werden die Wände in den Ringräumen zwischen Laufrad und Deckel einerseits und Laufrad und Saugrohrkrümmer anderseits stark ausgewaschen. Zum Schutz der Wände sind in beiden Ringräumen die Gußteile durch gepreßte Blechböden ausgekleidet, die einfach auszuwechseln sind. Die Auswaschungen treten nur in den inneren Teilen der Blechböden auf, was dem Einflusse der Sekundärströmungen zuzuschreiben ist und eine interessante Bestätigung der durch Isaachsen entwickelten Anschauungen darstellt[1]).

Fig. 19 und 20. Turbine Nr. 3 mit Gleichstromerzeuger.

Maßstab 1 : 100.

[1]) s. Z. 1911 S. 215 u. f.

Während des im Jahre 1908/09 ausgeführten Bahnbaues im oberen Murgtal wurde vielfach Sand unmittelbar oberhalb des Wehres der Anlage Wolfsheck aus dem Flußbett entnommen, wodurch auch sehr viel Sand in das Betriebswasser und in die Turbinen kam. Dabei zeigte sich, daß zeitweise eine Blechauskleidung von 6 mm Dicke innerhalb 8 Wochen vollständig durchgeschliffen war, was die außerordentlich kräftige Wirkung des scharfen Granitsandes am deutlichsten veranschaulicht. Durch Ausgießen der angefressenen Schutzwände mit Zement ist dann aber dieser Uebelstand vollständig behoben worden.

Wie schon oben erwähnt, wurde eine der Schleiferturbinen eingehenden Leistungsversuchen unterzogen und die Versuchsturbine, Fig. 25 bis 28, an Stelle der Turbine 11 eingebaut. Da diese Versuche unabhängig von den andern Turbinen, die alle ihr Wasser in denselben Untergraben ausgießen, vorgenommen werden mußten und die genaue Messung des Wassers nur nach dessen Austritt aus der Versuchsturbine möglich war, wurde auf dem Zwischenboden, der die Verteilleitung trägt, ein besonderes Meßgerinne aus Holz mit Bazinschem Ueberfall ohne Seitenkontraktion hergestellt, nachdem das letzte Stück des Verteilrohres losgeschraubt und, um Platz zu schaffen, im Rohrkanal seitlich oben gelagert war.

Fig. 21 bis 24. Schleiferturbinen. Querschnitt. Stirnansicht des Schleifers.

Bei den Versuchen wurde das Nutzgefälle aus dem durch Feinmeßgeräte gemessenen Druck im Einlaufquerschnitt des Spiralgehäuses bestimmt, zu dem die Geschwindigkeitshöhe des zuströmenden Wassers und der senkrechte Abstand vom Anschluß der Druckmesser bis zum Unterwasserspiegel hinzugezählt wurden. Die Druckmesser konnten an Ort und Stelle vor und nach den Versuchen bei ruhendem Wasser im Rohr leicht geeicht werden.

Der Bazinsche Ueberfall für die Wassermessung hatte eine Wehrhöhe von der Sohle des Gerinnes bis zur Ueberfallkante der gehobelten Flacheisenschiene von 1135 mm, entsprechend der Wehrhöhe, bei der Bazin seine ausgedehnteste Versuchsreihe durchgeführt hat[1]). Die Ueberfallhöhe wurde rd. 4 m vor der Ueberfallkante an einem senkrecht geführten Maßstabe mit unten befestigtem Hakenmesser bei jedem Versuch wiederholt abgelesen.

Fig. 29. Turbinen zum Antriebe der Holzschleifer.

Die Leistung wurde durch einen Pronyschen Zaum mit 1600 mm Bremsscheibendurchmesser gemessen, dessen Hebelarm auf eine kräftig gebaute genaue Dezimalwage drückte. Die minutliche Umlaufzahl wurde durch Stoppuhr und stets mitlaufenden Umlaufzähler, der die Drehzahl über die ganze Dauer eines Versuches zählte, bestimmt, während zum Nachprüfen und zum raschen Einstellen auf die gewünschte Umlaufzahl ein durch Riemen angetriebener Umlaufanzeiger vorhanden war.

[1]) s. Z. 1889 S. 513.

von 650 bis 700 PS Leistung.

Maßstab 1 : 80.

Längsschnitt.

Grundriß.

Bei sämtlichen Belastungen, also auch bei der größten Leistung von rd. 700 PS, konnte ein sehr guter Beharrungszustand erreicht werden, und da alle Messungen mit möglichst großer Sorgfalt und wiederholter Nachprüfung durchgeführt wurden, können sie Anspruch auf große Zuverlässigkeit machen.

Um diese sich sehr selten bietende Gelegenheit, bei dem verhältnismäßig hohen Gefälle von rd. 40 m und reichlicher Wassermenge genaue und umfangreiche Versuche ausführen zu können, möglichst auszunutzen und dabei eine Reihe von Fragen wegen der vorteilhaftesten Konstruktion derartiger Francis-Hochdruckturbinen zu klären, wurden von der Firma J. M. Voith mehrere Versuchslaufräder angefertigt und abgebremst. Des weiteren wurden Messungen über die Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse im Spiralgehäuse, in der Leitvorrichtung und im Saugrohre vorgenommen. Nachstehend sind die Ergebnisse mit dem Laufrad aufgeführt, das dieselbe Konstruktion wie die in den Schleiferturbinen von vornherein eingebauten Laufräder hat und das auch die günstigsten Ergebnisse aufwies.

Auf 1 m Gefäll umgerechnet, wurde bei der normalen Umlaufzahl von $n_1 = 38,5$ i. d. Min. die größte Wassermenge zu $Q_1 = 0,250$ cbm/sk gemessen. Der Wirkungsgrad ergab sich bei den verschiedenen Beaufschlagungen zu

	81,7	83,9	84,4	83,3	81,2 und	77,8 vH
bei voller	7/8	6/8	5/8	4/8	»	3/8 Beaufschlagung.

Die spezifische Umlaufzahl berechnet sich aus den Bremswerten zu $n_s = 63,4$.

Die erreichten Wirkungsgrade können für diesen Langsamläufer als sehr gut bezeichnet werden, und die Konstruktion entspricht auch im Hinblick auf gute Haltbarkeit von Lauf- und Leitrad allen billigen Anforderungen, so daß eine vorzügliche Ausnutzung der Wasserkraft durch die eingebauten Turbinen gesichert ist. Zum Vergleich wurde in derselben Turbine auch ein Laufrad mit der normalen Umfangsgeschwindigkeit von $u_1 = 0,655 \sqrt{2 g H}$, die einer radialen Schaufelrichtung am Laufradeintritt entspricht, untersucht. Wie zu erwarten war, hat dieses Laufrad noch etwas bessere Wirkungsgrade als das Hakenlaufrad. Die Wirkungsgrade ergaben sich zu

η = 83,0 85,9 86,0 vH
bei voller 7/8 6/8 Beaufschlagung,

η = 84,8 81,5 75,6 vH
bei 5/8 4/8 3/8 Beaufschlagung.

Die größte Wassermenge wurde zu 0,234 cbm/sk gemessen, und die Umlaufzahl betrug $n_1 = 45,5$ i. d. Min., beide Werte wieder auf 1 m Gefäll umgerechnet, so daß sich die spezifische Umlaufzahl dieses Laufrades zu $n_s = 71,7$ ergibt.

Die Wasserkraft der Anlage Wolfsheck ist nunmehr mit 11 Turbinen vollständig ausgebaut. Fig. 29 zeigt die Reihe der Schleiferturbinen. Statt der ursprünglich als Schleifer-

Fig. 25 bis 28. Versuchsturbine mit Meßgerinne.

Maßstab 1 : 125.

turbine" gedachten Turbine 12 (Turbine 2 ist nicht aufgestellt worden, da, wie oben schon erwähnt wurde, an deren Platz jetzt eine Dampfturbine steht) ist eine mit einem Drehstromerzeuger gekuppelte Turbine aufgestellt worden, die zur Kraftübertragung nach der unterhalb liegenden, rd. 1,6 km entfernten Papierfabrik Breitwies dient.

(Schluß folgt.)

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau.[1]

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Münzinger** in Charlottenburg.

(Fortsetzung von S. 1733)

Steilrohrkessel.

Der letzte Schritt, um Wasserkammern und Rohrverschlüsse zu vermeiden, geschah durch den Bau der Steilrohrkessel, die in Amerika und England schon lange bekannt waren, in Deutschland aber erst in den letzten 5 bis 8 Jahren Verbreitung gefunden haben. Um ihre Einführung hat sich der Ingenieur Garbe, der nach anfänglichen Schwierigkeiten einen betriebsicheren und sehr brauchbaren Kessel, den Garbe-Kessel[2]), konstruierte und einer Reihe andrer, zum Teil schon im Ausland erprobter Kessel in Deutschland die Wege ebnete, hervorragende Verdienste erworben. Der Garbe-Kessel besteht im wesentlichen je nach seiner Größe aus einem oder zwei Unterkesseln und ebenso vielen Oberkesseln, Fig. 18 bis 20, zwischen denen Bündel von geraden Rohren angeordnet sind. Um diese Rohre mit senkrechten Durchdringungen ohne Krümmung einwalzen zu können, verwendet Garbe Platten mit stufenförmigen Ausbeulungen, Fig. 21 und 22, in welchen die Rohre eingewalzt werden. Jede Stufe nimmt zwei Rohre von 54/60 mm Dmr. auf, nur der amerikanische Lizenznehmer benutzt Rohre von größerem Durchmesser. Mit wenigen Modellen von Garbe-Platten lassen sich Kessel der verschiedensten Heizfläche herstellen. Zwischen den einzelnen Stufen sind Vertiefungen angeordnet, und die Rohre sind soweit voneinander entfernt, daß ein schadhaft gewordenes Rohr zwischen den benachbarten herausgenommen und gegen ein neues umgetauscht werden kann, ohne daß andre Rohre mit entfernt werden müssen, Fig. 23 und 24. Das Wasser wird in den Oberkessel gespeist und fällt durch das hintere Rohrbündel in den Unterkessel, wobei es sich allmählich auf die Temperatur des übrigen Kesselinhaltes erwärmt und einen großen Teil der Kesselsteinbildner ausscheidet. Da das umlaufende Wasser im Unterkessel seine Bewegungsrichtung ändern muß, fallen die ausgeschiedenen Unreinlichkeiten aus dem Wasserstrom heraus und können

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfkessel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

[2]) Vergl. Z. 1904 S. 1225 und Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1908 S. 533.

Fig. 18 und 19. Einbündel-Sulzer-Garbe-Kessel mit Unterschubfeuerung.
Maßstab 1 : 100.

Fig. 20.
Zweibündel-Sulzer-Garbe-Kessel mit Unterschubfeuerung.
Maßstab 1 : 100.

von Zeit zu Zeit abgelassen werden. Ein Festbrennen ausgeschiedenen Schlammes in dem hinteren Rohrbündel ist wegen der niedrigen Rauchgastemperatur nicht zu befürchten und wird auch in dem vorderen Bündel durch den lebhaften Wasserumlauf sehr erschwert.

Bei den meisten übrigen Steilrohrkesseln werden die Kesselsteinbildner zum großen Teil ähnlich aus dem Wasser ausgefällt.

Der Wasserumlauf in Wasserrohrkesseln entsteht dadurch, daß das Wasser in den wärmeaufnehmenden Rohren spezifisch leichter ist und von der schwereren Flüssigkeitssäule des zulaufenden, keinen Dampf enthaltenden Wassers gehoben wird. Er wird um so stärker, je größer der senkrechte Abstand zwischen dem Wasserspiegel im Oberkessel und demjenigen Punkte in den Wasserrohren ist, wo das Wasser anfängt, sich mit Dampf zu durchsetzen. Diese Stelle liegt bei Zweikammer-Wasserrohrkesseln im allgemeinen da, wo die Rohre in die hintere Kammer eingewalzt sind; die treibende Höhe ist somit für die einzelnen Rohrreihen verschieden und etwa proportional dem Höhenunterschied zwischen den hinteren Einwalzstellen und dem Wasserspiegel des Oberkessels. Beim Steilrohrkessel ist sie dagegen für sämtliche Rohre nahezu gleich groß und entspricht ungefähr dem senkrechten Abstand ihrer

Einwalzstellen in den Unterkessel vom Wasserspiegel im Oberkessel. Sie übertrifft dadurch die mittlere »Umlaufhöhe« eines Zweikammer-Wasserrohrkessels beträchtlich. Ferner ist der Steilrohrkessel hinsichtlich des lebhafteren Wasserumlaufes noch dadurch überlegen, daß die entstehenden Dampfblasen wegen der nahezu senkrechten Lage der Wasserrohre und des geraden, von scharfen Krümmungen völlig freien Weges bequem und ungehindert aufsteigen können. Das Wasser-Dampf-Gemisch wird während seines Entstehens in dem glatten, einen einfachen und günstigen Querschnitt besitzenden Rohr vorzüglich geführt und Wasser und Dampf werden homogen durchgemischt, was dem geregelten Wasserumlauf zu statten kommt. Allerdings kann es bei den der strahlenden Hitze am meisten ausgesetzten vorderen Rohren von Steilrohrkesseln eintreten, daß sich schon im unteren Teile der verhältnismäßig engen Rohre Dampfpfropfen bilden, welche das darüber liegende Wasser geyserartig vor sich hertreiben und das »Spucken« der Kessel herbeiführen. Während also beim Steilrohrkessel die Vorbedingungen für den Wasserumlauf günstiger liegen

Fig. 21. Garbe-Platte.

Fig. 22.

Trommel zu einem Garbe-Kessel.

als beim Zweikammer-Wasserrohrkessel, darf man nicht übersehen, daß dieser eine für die Wärmeübertragung von den Gasen an die Wasserrohre wesentlich vorteilhaftere Zugführung hat als die meisten Steilrohrkessel. Die senkrechte Lage der Rohre ist endlich noch deshalb vorteilhaft, weil dadurch die Verschmutzung der Heizfläche durch Flugasche fast völlig verhütet wird. Die Steilrohrkessel erscheinen daher besonders für minderwertige Braunkohle sehr geeignet. Ein Vorwurf, der den Steilrohrkesseln allgemein gemacht wird, ist der, daß sie infolge des lebhaften Wasserumlaufes bei schwankender Dampfentnahme zum Mitreißen von Wasser neigen sollen. Daß mit zunehmendem Wasserumlauf bei kleinen Oberkesseln auch die Gefahr des Wassermitreißens steigt, ist ohne weiteres zuzugeben; es ist auch verständlich, daß dadurch bei den ersten Steilrohrkesseln, wo noch wenig Erfahrungen vorlagen, erhebliche Schwierigkeiten auftraten, wie denn überhaupt nicht vergessen werden darf, daß viele der bei Steilrohrkesseln hin und wieder bemerkten Mängel weniger dem System als vielmehr der fehlenden Erfahrung zugeschrieben werden müssen. Mittlerweile sind aber eine Reihe Vorrichtungen durchgebildet worden, die für eine gründliche Wasserausscheidung wohl geeignet erscheinen.

So haben Gebrüder Sulzer, welche die Garbe-Kessel in der Schweiz und Italien bauen, langwierige Versuche mit einer besondern Abscheidevorrichtung durchgeführt, die noch Heizflächenbelastungen bis zu 66 kg/qm bei einer Dampftemperatur von 300° C zuließ. Da diese Versuche noch fortdauern, ist die Firma nicht in der Lage, eingehendere Mitteilungen über die Vorrichtungen zu machen. Ein weiteres Bemühen der Konstrukteure ist darauf gerichtet, Störungen im gleichmäßigen Wasserumlauf, wie sie bei plötzlich zunehmender Be-

Fig. 23 und 24.

Einziehen von Rohren beim Garbe-Kessel.

lastung auftreten können, zu verhindern; es kann dann nämlich vorkommen, daß ein Teil der hinteren Rohre, die bis dahin einen abwärts gerichteten Wasserstrom führten, zu Steigrohren wird und dadurch an Stelle des Umlaufes ein Pulsieren des Wassers hervorruft. Eine Störung des regelmäßigen Wasserumlaufes durch Pulsieren kann aber der Erzeugung trocknen Dampfes durch Beunruhigung des Wasser-

Fig. 25.

Wassergeschwindigkeit im Umlaufrohr eines Sulzer-Garbe-Kessels.

spiegels im Oberkessel und der gleichmäßigen Versorgung der stark beanspruchten Verdampferrohre mit Zulaufwasser gefährlich werden.

Um nun einen tunlichst gesicherten Wasserumlauf zu schaffen und um dem Unterkessel unter allen Umständen dauernd genügend Wasser zuzuführen, ordnen Gebrüder Sulzer außerhalb des Kesselmauerwerkes liegende S-förmige Umlaufrohre zwischen Ober- und Unterkessel an, Fig. 18 und 19. Die Bedeutung dieser Rohre für den Wasserumlauf beweist Fig. 25, welche die Abhängigkeit der in ihnen herrschenden Wassergeschwindigkeit von der Heizflächenbelastung

des Kessels zeigt. Zum Vergleich können hier Versuche herangezogen werden, welche die Wassergeschwindigkeit in den verschiedenen Rohrreihen normaler Wasserrohrkessel zum Gegenstand haben, Zahlentafel 1, Fig. 15 (S. 1733), und welche die starke Zunahme der Wassergeschwindigkeit mit der steigenden Intensität der Wärmeübertragung erkennen lassen. Das Bestreben, den Wasserumlauf möglichst zwangläufig zu gestalten, kehrt denn auch bei einer Reihe andrer Bauarten wieder.

Es seien deshalb die Bedingungen für einen gesicherten Wasserumlauf bei Steilrohrkesseln kurz besprochen. Fig. 26 zeigt schematisch einen Steilrohrkessel mit 2 Zügen; würde nun auf dem Rost eine solche Wärmemenge entwickelt, daß die Rauchgase bei *b* gerade auf die Sättigungstemperatur des Dampfes abgekühlt wären, so würde von dem Kesselwasser nur im Rohrbündel 1 Wärme aufgenommen, das dadurch mit Dampfblasen durchsetzt und spezifisch leichter würde als das im Rohrbündel 2 befindliche Wasser. Auf diese Weise käme ein völlig geordneter, zwangläufiger Wasserumlauf zustande. Sobald aber die Rauchgase auch im zweiten Zuge noch wärmer als das Kesselwasser sind, wird auch dort eine gewisse Dampfbildung einsetzen. Soll nun fernerhin der Wasserumlauf erhalten bleiben, so muß der Wasserspiegel im Oberkessel vorn entsprechend höher stehen als hinten, um der Neigung des Aufsteigens im hinteren Rohrbündel entgegenzuwirken. Von einem gewissen Punkt an kann diese Neigung aber nicht mehr überwunden werden, weshalb auch ein Teil der im zweiten Zuge liegenden Rohre zu Steigrohren wird, bis sich ein neuer Gleichgewichtszustand eingestellt hat. Während dieser Zeit erfolgt an Stelle des Umlaufes ein Pulsieren. Grundsätzlich geht hieraus hervor, daß der Rücklauf des Wassers im allgemeinen um so gesicherter ist, je weniger die hierfür bestimmten Rohre Wärme aufnehmen können. Diese Erwägungen finden im Sulzerschen Umlaufrohr und in einer Reihe der folgenden Konstruktionen ihren Ausdruck. Dadurch, daß kaltes Wasser zugespeist wird, gestalten sich zwar die tatsächlichen Verhältnisse etwas anders, ohne freilich gegenüber dem oben geschilderten Vorgang eine grundsätzliche Aenderung zu erfahren.

Fig. 26.

Bei dem von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Köln-Kalk gebauten Steilrohrkessel, Bauart Kestner, hat eine Anzahl Rohre einen größeren Durchmesser als die übrigen, Fig. 27 und 28; durch diese Rohre gehen engere Rohre hindurch, die oben und unten über die Mantelfläche hinaus verlängert sind. Da diese Rohre von den Heizgasen nicht getroffen werden, können sie keine Wärme aufnehmen und dienen demgemäß als Rücklaufrohre für das Kesselwasser. Durch den Unterkessel erstreckt sich eine Rinne, gegen die das niederströmende Wasser fließt und die es den einzelnen Steigrohren gleichmäßig zuführt. Ein weiteres Merkmal des Kestner-Kessels ist die zickzackförmige Anordnung der Rohre, welche ihre Zugänglichkeit erhöht und für eine möglichst gleichmäßige Beanspruchung und Temperatur aller Rohre sorgt. Die Rauchgase werden senkrecht zu den Rohren geführt und dadurch nachhaltig durchgewirbelt. Im Oberkessel sind Einbauten zur Dampfentwässerung angeordnet; die Einwalzstellen der Rohre liegen teilweise schräg zu ihrer Achse, da die Rohre in keine besonders geformten Platten, sondern in den runden Kesselmantel eingewalzt werden.

Fig. 27 und 28.

Kestner-Kessel von 200 qm Heizfläche der Maschinenbauanstalt Humboldt.

Maßstab 1 : 80.

Fig. 29 bis 31 zeigen einen Steilrohrkessel, Bauart Walther, von 150 qm Heizfläche mit einem Ueberhitzer von

70 qm, der von Walther & Co. in Köln-Dellbrück gebaut wird. Ober- und Unterkessel sind an ihren Enden durch je zwei Reihen von Fallrohren verbunden, die durch Mauerwerk gegen Wärmeaufnahme geschützt sind. Die Speisung erfolgt in die beiden seitlichen, durch Blechwände abgetrennten Abteilungen des Oberkessels. Da die Fallrohre einen erheblichen Teil der seitlichen freien Mauerwerkfläche bedecken, wirken sie der Ausstrahlung von Wärme entgegen und tragen dadurch zur Erhöhung des Wirkungsgrades bei. Die

Fig. 29 bis 31.

Steilrohrkessel von 150 qm Heizfläche von Walther & Co.

Längsschnitt. Maßstab 1 : 100. Schnitt a-b.

Schnitt c-d.

Rohre sind an ihren Einwalzstellen etwas abgebogen, um die Mantelfläche senkrecht zu durchdringen; gleichzeitig soll die Krümmung der Rohre dazu dienen, ungleiche Wärmeausdehnungen aufzunehmen und das Undichtwerden der Walzstellen infolge solcher Dehnungen zu verhindern.

Die Frage, ob gerade oder krumme Rohre geeigneter für Dampfkessel seien, ist zu einer der heftigsten Streitfragen zwischen den Vertretern der verschiedenen Bauarten von Steilrohrkesseln geworden. Gegen die Krümmung wird hauptsächlich der Umstand ins Feld geführt, daß sie die Reinigung der Rohre erschwere und ein Urteil über den Ansatz von Kesselstein nicht zulasse.

Grundsätzlich sind wohl gebogene Rohre gegen ungleiche Dehnungen durch die Wärmeaufnahme nicht so empfindlich wie gerade; nur darf man hierbei nicht übersehen, daß infolge des lebhaften Wasserumlaufes, einer Hauptbedingung für jeden guten Steilrohrkessel, Rohrwandungs- und Wassertemperatur sehr nahe beieinander liegen, so daß zwischen den einzelnen Rohren nur geringfügige Temperaturunterschiede vorhanden sein können. Da sich außerdem Ober- und Unterkessel leicht gegeneinander verschieben können, ist dieser Frage wohl nicht die Wichtigkeit beizumessen, wie es in den Druckschriften der Kesselfirmen teilweise geschieht. Von viel größerer Bedeutung ist die ausreichende und gesicherte Versorgung der der Hitze am meisten ausgesetzten Rohre mit Wasser und die leichte Abführung der gebildeten Dampfblasen, damit jedes Ueberhitzen der betreffenden Rohre vermieden wird. Die mehr oder minder vollkommene Erfüllung dieser Forderung ist ein Hauptkennzeichen für die Beurteilung der Güte eines Steilrohrkessels. Unbequem kann allerdings die Auswechslung gebogener Rohre dann werden, wenn sie verschiedene Krümmungshalbmesser haben; sind aber sämtliche Rohre gleich gekrümmt, so stehen sie auch in dieser Beziehung geraden Rohren kaum nach.

Zu der Frage der leichteren Reinigung krummer oder gerader Rohre ist zu bemerken, daß sie bei Verwendung von Turbinenreinigern, die auch in mäßig gekrümmten Rohren gut arbeiten, gleichfalls nicht von ausschlaggebender Bedeutung sein kann, und zwar um so weniger, als in jedem gut geleiteten Betriebe nur gereinigtes Wasser verwendet wird.

Die Sächsische Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann in Chemnitz bringt einen Kessel auf den Markt, bei dem die Rücklaufrohre gleichfalls außerhalb der von den heißen Rauchgasen bestrichenen Züge liegen. Sie bestehen aber im Gegensatz zum Walther-Kessel aus wenigen weiten Rohren, die bei kleinen Kesseln nur an den Kesselenden, bei größeren aber auch in der Kesselmitte angeordnet werden. Fig. 32 bis 35 zeigen einen der drei Werner Hartmann-Kessel von 400 qm Heizfläche mit einem Ueberhitzer von 190 qm und einem Rauchgas-Vorwärmer von 300 qm Heizfläche, die im Elektrizitätswerk der Stadt Königsberg aufgestellt sind. Es wurde für diese Kessel bei einer Verdampfung von 30 kg/qm ein Wirkungsgrad von 84 vH und bei 37,5 kg/qm von 81 vH einschließlich Vorwärmer gewährleistet. Der Werner-Hartmann-Kessel hat gerade, in einer Platte von etwa 50 mm Stärke eingewalzte Rohre; dadurch haben auch diejenigen Rohre, welche die Platte am schrägsten durchdringen, noch eine gleichmäßig tragende Einwalzhöhe von mindestens 28 mm. In die Einwalzbohrungen der Platten sind Rillen eingeschnitten, die eine sehr feste Verbindung der Rohre ergeben; nach dem Einwalzen werden die Rohre noch umgebördelt. Da, wo die Rohrplatten mit dem Kesselmantelblech zusammengenietet werden, sind sie auf die passende Stärke abgehobelt; Wärmestauungen durch zu große Materialanhäufung können deshalb nicht auftreten. Mit dem Kessel organisch verbunden ist ein schmiedeiserner Rauchgas-Vorwärmer von 300 qm Heizfläche, der ähnlich wie der Kessel gebaut ist. Auffallend ist der kleine Platzbedarf für Kessel und Vor-

Fig. 32 bis 35.

Werner-Hartmann-Kessel von 400 qm Heizfläche der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann, A.-G.

Maßstab 1 : 120.

Schnitt c-d.

Grundriß.

Schnitt a-b.

e Speisewassereintritt in den } Rauchgas-
f Speisewasseraustritt aus dem } vorwärmer

wärmer zusammen. Man hat schmiedeisernen Vorwärmern lange Zeit hindurch Mißtrauen entgegengebracht, da man Bedenken wegen der leichteren Zerstörung der schmiedeisernen Rohre gegenüber gußeisernen hegte und wegen der fehlenden Rußabkratzer ein allmähliches Anbacken von Ruß und damit eine Verschlechterung der Wärmeübertragung der Heizfläche befürchtete. Eine Hauptbedingung für das Fernhalten von Anfressungen von den Rohrwänden ist eine genügend hohe Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Vorwärmer, die etwa durch den Abdampf der Kesselspeisepumpe erzielt werden kann. Es besteht aber dann die Gefahr, daß bei starkem Speisen oder bei unaufmerksamer Bedienung das Wasser doch nicht genügend warm werden könnte. Der Vorwärmer des Werner-Hartmann-Kessels ist nun mit selbsttätiger Wasservorwärmung versehen, die das Einspeisen beliebig kalten Wassers gestattet, ohne daß das schädliche Schwitzen der Rohre eintritt. Das kalte Wasser wird nämlich in die obere Trommel des Vorwärmers eingeleitet, fällt durch die hinteren Rohre nach unten und gelangt dann durch die vorderen Rohre zur oberen Trommel zurück; aber nur ein Teil des aufsteigenden Wassers strömt in den durch Blecheinbauten abgetrennten Sammelraum und von dort in den Kessel, weil eine Anzahl der vorderen Rohre unmittelbar in

die Trommel zurückmündet. Dadurch mischt sich ein Teil des ansteigenden warmen Wassers mit dem eintretenden kalten und bewirkt so auf einfache Art, daß die Wassertemperatur im Vorwärmer nicht unter eine gewisse Höhe sinkt. Der Konstrukteur hat es durch die Anzahl der nicht in den Sammelraum mündenden Mischrohre in der Hand, das eintretende Wasser beliebig stark zu erwärmen, bevor es mit den Wandungen des Vorwärmers in Berührung kommt und dort Schwitzen hervorrufen könnte.

Da die äußere Heizfläche schmiedeiserner Vorwärmer sich nicht dauernd in so sauberem Zustand wie bei Vorwärmern mit mechanischer Rußabkratzung erhalten läßt, wird sie zweckmäßigerweise größer gewählt, als es bei den bekannten gußeisernen Vorwärmern der Fall wäre, um einer allmählichen Verschlechterung des Wärmeüberganges von vornherein Rechnung zu tragen. Dies kann ohne wesentliche Mehrkosten geschehen. Ueber die Lebensdauer schmiedeiserner Vorwärmer ist nur wenig bekannt; da sie aber bedeutend billiger sind als gußeiserne und viel weniger Platz beanspruchen, wären sie selbst bei einer wesentlich stärkeren Abnutzung noch wirtschaftlich. Um Anfressungen tunlichst fernzuhalten, verzinken einige Firmen die Rohre innen und außen.

Aus dem Vorwärmer gelangt das Speisewasser in den hinteren Oberkessel und fällt durch besondere Fallrohre, welche durch eine Scheidewand von den Steigrohren abgesondert sind, in die untere Trommel; dann steigt es zum Teil mit Dampfblasen beladen zum hinteren Oberkessel zurück, zum Teil ersetzt es die im vorderen Rohrbündel verdampfte Wassermenge. Jedes der beiden Bündel hat aber seinen eigenen, in sich geschlossenen Wasserumlauf; dies ist für eine ruhige Dampfbildung zweifellos sehr vorteilhaft. Der Dampf wird nicht unmittelbar aus dem Oberkessel entnommen, sondern gelangt durch zwei an den äußeren Enden des Vorderkessels symmetrisch angeordnete Rohre zum hinteren Oberkessel, wo wegen der schon wesentlich abgekühlten Rauchgase eine ruhige Dampfentwicklung stattfindet; dort wird er umgelenkt und geht mit dem in dem hinteren Oberkessel gebildeten Dampf gemischt durch zwei weite Stutzen zum Dampfsammler, von wo er endlich durch ein Schlitzrohr zum Ueberhitzer abgeführt wird. Etwa mitgerissenes Wasser dürfte durch den mehrmaligen Richtungswechsel gut ausgeschieden werden.

Die Regelung der Temperatur des überhitzten Dampfes durch Klappen in den Rauchzügen erfordert dauernde Unterhaltungskosten für diese einer starken Abnutzung ausgesetzten Organe; es ist bis heute wenigstens keine Klappe bekannt geworden, die dauernd gut gearbeitet und nicht bald Verziehungen oder andre Beschädigungen gezeigt hätte. Um die Klappen der Einwirkung der heißesten Gase tunlichst zu entziehen, ordnet man sie zuweilen hinter dem Ueberhitzer an. Hierdurch werden sie zwar mehr geschont, setzen aber den Ueberhitzer bei schwacher Ueberhitzung in unerwünschter Weise dem vorüberziehenden heißen Gasstrom aus.

Einige Fabriken führen jetzt Temperaturregler aus, durch die die Temperatur des überhitzten Dampfes ohne ein den heißen Gasen ausgesetztes Regelorgan in weiten Grenzen eingestellt wird. Sie schicken dauernd sämtlichen Dampf durch den Ueberhitzer, verringern aber seine Temperatur vor dem Entnahmeventil dadurch, daß sie einem Teil des überhitzten Dampfes in Oberflächenapparaten einen gewissen Betrag seiner Ueberhitzungswärme entweder durch das Kesselwasser oder aber durch den gesättigten Dampf entziehen und ihn nachher mit dem übrigen Teile mischen. Solche Regler können bei richtigen Abmessungen die Temperatur weitgehend, schnell und sehr genau einstellen. Während Babcock & Wilcox gußeiserne, im Wasserraum des Oberkessels liegende Rippenrohre verwenden, Fig. 8 S. 1730, benutzen Steinmüller und Hartmann Röhrenapparate, die im gesättigten Dampf liegen.

Fig. 32 bis 35 zeigen den Einbau eines Temperaturreglers an dem Werner-Hartmann-Kessel. Der gesättigte Dampf geht vom Dampfsammler in zwei voneinander unabhängige Ueberhitzer. Der überhitzte Dampf aus dem rechten Ueberhitzer gelangt unmittelbar zum Dampfentnahmeventil, der andre Teil muß erst durch den über dem Vorderkessel liegenden Temperaturregler strömen und wird dann mit dem Restdampf gemischt. Die Ueberhitzungstemperatur kann dadurch geändert werden, daß man das Ventil C mehr oder weniger öffnet und damit die durch den Regler strömende Dampfmenge verändert. Temperaturregler dieser oder einer ähnlichen Bauart sind für alle Betriebe, wo unmittelbarer Heizdampf mit wechselnder Temperatur gebraucht wird, von großem Werte; sie schonen den Ueberhitzer, ermöglichen eine genaue und schnelle Regelung und machen empfindliche Klappen überflüssig; außerdem wird die Ueberhitzerheizfläche auch bei schwacher Ueberhitzung dauernd voll ausgenutzt. Da der Regler des Werner-Hartmann-Kessels über der Dampfentnahme aus dem vorderen Oberkessel angebracht ist, dient er gleichzeitig auf einfache Art zur Dampftrocknung des Dampfes, der dem Vorderkessel entnommen wird.

Fig. 32 ist geeignet, auf die große Sorgfalt, welche jetzt von ersten Firmen auf viele scheinbar nur nebensächliche Kleinigkeiten verwendet wird, hinzuweisen. So haben z. B. die untere Trommel des Vorwärmers und der Unterkessel Blecheinbauten, die tote Ecken vermeiden und für eine gleichmäßige Temperatur des Wasserinhaltes sorgen sollen; dies trägt zum guten Dichthalten der Nietnähte bei. Die Kesseleinmauerung ist überall so gestaltet, daß die Walzstellen der Rohre bequem zugänglich sind. Ein Bedienungsgang gestattet, den Kettenrost auch von hinten zu beobachten und von dort Eingriffe vorzunehmen. Die gesamte Entaschung ist zentral nach einem Punkte geführt; der Kettenrost wird unterirdisch angetrieben; eingemauerte Steigeisen erhöhen die Zugänglichkeit zu den Zügen. Im Vorwärmer sind zahlreiche Rußabblasöffnungen vorgesehen; eine Drehklappe für die Rauchgase ermöglicht größere oder kleinere Vorwärmung des Wassers u. a. m.

(Fortsetzung folgt.)

Versuche über die Spannungsverteilung in gelochten Zugstäben.[1]

Von **E. Preuß** in Darmstadt.

Ein Flachstab mit rechteckigem Querschnitt, der in seiner Mittelachse ein Loch von dem Durchmesser D hat, werde nach Fig. 1 durch die Kraft P in der Richtung seiner Längsachse belastet. Die dadurch in dem Stab auftretende Spannung sei in größerer Entfernung von dem Loch gleichmäßig über den ganzen Stabquerschnitt verteilt. Die Größe des durch das Loch am meisten geschwächten Stabquerschnittes A-C sei f. Man pflegt derartige Stäbe auf hinreichende Festigkeit in der Weise zu berechnen, daß man die mittlere Spannung $\sigma_m = \frac{P}{f}$ im Querschnitt A-C ermittelt und P so wählt, daß der Wert $\frac{P}{f}$ genügend unterhalb der Zerreißfestigkeit des Materiales liegt. Dabei wird stillschweigend vorausgesetzt, daß die Spannung im Querschnitt A-C gleichmäßig verteilt ist. Diese Voraussetzung trifft für den Augenblick des Bruches annähernd zu. Innerhalb des Gebietes der elastischen Formänderungen, also innerhalb des Gebietes der Nutzspannungen unserer Konstruktionen, liegen indessen die Verhältnisse wesentlich anders. Hier tritt nämlich eine erhebliche Erhöhung der Spannung am Lochrande und eine Verminderung der Spannung an den Außenkanten des Flachstabes, etwa nach Art der Schaulinie E-R in Fig. 1, ein.

Für eine unendlich große Stabbreite B haben der ver-

[1] Auszug aus einem demnächst in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« erscheinenden ausführlichen Versuchsbericht.

storbene Professor Gustav Kirsch[1]) und A. Föppl[2]) diese Frage der Spannungsverteilung auf rechnerischem Wege theoretisch gelöst und gefunden, daß bei unendlich großer Stabbreite die Spannung am Lochrande unabhängig von dem Lochdurchmesser D und gleich dem dreifachen Betrage desjenigen Wertes ist, den man bei der Annahme gleichmäßiger Spannungsverteilung über den ganzen Querschnitt A-C erhält. Ferner hat Leon diese Frage theoretisch behandelt und das Ergebnis seiner Rechnungen an Probestäben aus Spiegelglas geprüft. Er fand, daß unter sonst gleichen Umständen die Spannung am Lochrande mit wachsendem Lochdurchmesser abnimmt.

Fig. 1. Schema der Spannungsverteilung.

Nachstehend ist eine versuchstechnische Lösung dieser Frage für die im Maschinenbau üblichen Baustoffe und für Spannungen innerhalb des Gebietes der elastischen Formänderungen, also innerhalb des Gebietes der üblichen Nutzspannungen, beschrieben.

Fig. 2. Form der Versuchsstäbe.

Als Probestäbe dienten 4 Flacheisen nach Fig. 2 von 660 mm Gesamtlänge, etwa 120 mm Breite und rd. 15 mm Dicke, die auf ihren Breitseiten in der Nähe des Lochrandes auf eine genügend weite Entfernung vom Lochrande durch Abdrehen von der Walzhaut befreit worden waren. Die Belastung erfolgte durch zwei Bolzen an den Enden der Stäbe. Der gegenseitige Abstand dieser Bolzen sowie auch ihr Durchmesser d waren so groß als angängig gewählt, und zwar zu 470 mm und 60 mm, um im mittleren Stabteile eine möglichst gleichmäßige Spannungsverteilung über den ganzen Querschnitt zu erhalten. Das Material der Flachstäbe hatte eine Proportionalitätsgrenze von 2700 kg/qcm, eine Streckgrenze von 3280 kg/qcm, eine Zerreißfestigkeit von 4390 kg/qcm und eine Dehnung von 22,2 vH. Der Elastizitätsmodul betrug 2050000 kg/qcm. Bei stets gleicher Stabbreite von etwa 120 mm erhielten die einzelnen Stäbe je ein Loch von 15, 30, 50 und 70 mm Dmr. Die Spannungen wurden durch die Formänderungen gemessen.

Mit Rücksicht auf den teilweise geringen Durchmesser der Löcher und die insbesondere in der Nähe des Lochrandes selbst in nahe beieinander liegenden Punkten stark verschiedenen Spannungen mußten die Formänderungen naturgemäß auf einer möglichst kurzen Meßstrecke gemessen werden. Gewählt wurde eine Länge der Meßstrecke von 3,3 mm. Zur Messung der Formänderungen diente die in Z. 1912 S. 1349 beschriebene Spiegel-Feinmeßvorrichtung des Verfassers, deren Angaben trotz der so geringen Meßlänge von etwa 3,3 mm die Fehlergrenze von $\pm$ 5 vH nicht überschreiten.

Die Lage der Meßpunkte b, c, d, e, f, R ist aus Fig. 3 ersichtlich. Alle Meßpunkte lagen in der durch den Lochmittelpunkt senkrecht zur Stablängsachse gelegten Ebene. Die Höchstlast P_{max} wurde bei allen vier Stäben so gewählt, daß bei Annahme gleichmäßiger Spannungsverteilung über den durch das Loch am meisten geschwächten Querschnitt f die mittlere Spannung $\sigma_m = 1000$ kg/qcm betrug.

Fig. 3. Lage der Meßpunkte.

An allen Meßpunkten mit Ausnahme der Punkte R wurden die Formänderungen sowohl in der Richtung der wirkenden Kraft P (Längsrichtung) als auch senkrecht dazu, d. h. in der Richtung A-C in Fig. 1 (Querschnitt), gemessen. Mit Rücksicht auf die Krümmung der Fasern in der Nähe des Lochrandes ist die unmittelbare Ermittlung der Längsspannungen σ_1 aus den Längsdehnungen nicht angängig; es ist vielmehr auch der Einfluß der zu den Längsspannungen senkrechten Querspannungen σ_2 zu berücksichtigen. Es bezeichne α die Dehnungszahl, ε die spezifische Dehnung und m das Verhältnis der Längs- zur Querdehnung, dann gilt für die beiden zueinander senkrechten Spannungen σ_1 und σ_2:

$$\sigma_1 = \frac{m\,(m\,\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{\alpha\,(m^2 - 1)},$$

$$\sigma_2 = \frac{m\,(\varepsilon_1 + m\,\varepsilon_2)}{\alpha\,(m^2 - 1)}.$$

Die aus den Beobachtungswerten berechneten Längs- und Querspannungen σ_1 und σ_2 sind in Zahlentafel 1 wiedergegeben. In Zahlentafel 2 sind die beobachteten Längsspannungen σ_{max} am Lochrande der mittleren Spannung $\sigma_m = 1000$ kg/qcm gegenübergestellt. Sowohl die Längsspannungen σ_1 wie auch die Querspannungen σ_2 sind Zug-

[1]) Z. 1898 S. 797.

[2]) Vorlesungen über technische Mechanik 1907, Bd. V, S. 352.

Fig. 4. Spannungsverteilung auf Grund der Messungen.

Zahlentafel 1.
Mittelwerte der Längs- und Querspannungen σ_1 und σ_2.

Lochdurchmesser D mm	Längsspannungen σ_1 kg/qcm						Querspannungen σ_2 kg/qcm					
	R	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*R*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*
15	2352	1251	974	919	880	878	0	339	192	89	41	16
30	2345	1606	1150	969	855	—	0	420	327	151	54	—
50	2128	1594	1110	850	687	—	0	282	275	135	54	—
70	2244	1671	1075	677	—	—	0	234	199	109	—	—

Zahlentafel 2.
Gegenüberstellung der Mittelwerte der Lochrandspannungen σ_{max} und der mittleren Spannungen σ_m.

Lochdurchmesser D . . . . mm	15	30	50	70
Lochrandspannung σ_{max} . . . kg/qcm	2352	2345	2128	2244
mittlere Spannung σ_m . . . . »	1000	1000	1000	1000
$\sigma_{max} : \sigma_m$	2,35	2,345	2,13	2,24

Fig. 5. Schema der Spannungsverteilung.

spannungen. Die Längsspannungen sind in Fig. 4 als Ordinaten von der durch den Lochmittelpunkt gelegten, zur Stabachse senkrechten Querlinie aus eingetragen, und zwar sind für jeden Stab die berechneten Mittelwerte der Spannungen von beiden Stabseiten benutzt.

Die Längsspannungen am Lochrande seien mit σ_{max}, die Längsspannungen am Außenrande der Stäbe mit σ_{min} bezeichnet, Fig. 5. Hinsichtlich der Bewertung der Größe von σ_{max} sei daran erinnert, daß die Belastung der Stäbe so gewählt worden war, daß bei der Annahme gleichmäßiger Verteilung über den am meisten geschwächten Querschnitt die mittlere Spannung $\sigma_m = 1000$ kg/qcm sein würde. Die mittlere Spannung σ_m ist in Fig. 4 und 5 als punktierte Linie angegeben.

Für den Querschnitt *A-C* in Fig. 1 bezw. *A-G* in Fig. 5 muß der Wert der mittleren Spannung σ_m multipliziert mit der Querschnittfläche gleich der Summe der Produkte aus den durch die Schaulinien *E-R* angegebenen Spannungen und ihren zugehörigen Flächenelementen sein. Es muß daher das Rechteck *AGKJ* inhaltsgleich der Fläche *AERG* sein. Diese Bedingung wird in Wirklichkeit aus den verschiedenartigsten Gründen im allgemeinen stets nur angenähert erfüllt sein. Die Ausmessung der eben genannten Flächen ergab folgendes:

Zahlentafel 3.

Lochdurchmesser D . . . . . mm	15	30	50	70
Verhältnis $\frac{\text{Fläche } AERG}{\text{Rechteck } AGKJ}$ . .	0,983	1,093	1,029	1,128
Unterschied, bezogen auf Reckteck *AGKJ* . . . . vH	− 1,7	+ 9,3	+ 2,9	+ 12,8

Fig. 6. Gegenüberstellung der gefundenen Spannungsschaulinien.

In ihrer Form unterscheiden sich die Spannungsschaulinien bei den verschiedenen Lochdurchmessern, Fig. 4, dadurch, daß bei den kleineren Löchern die Spannung nach dem Ueberschreiten der mittleren Spannung σ_m nicht mehr wesentlich abnimmt, während bei den größeren Löchern die Spannung auch dann noch stark weiter abfällt.

Die Zahlentafeln und Figuren zeigen ferner, daß die Höchstspannung σ_{max} am Lochrande wesentlich höher als die mittlere Spannung σ_m ist. Der Wert von σ_{max} ist bei der für alle 4 Stäbe gleich groß gewählten Breite von 120 mm von der Größe des Lochdurchmessers so wenig abhängig, daß sich in dieser Beziehung kein bestimmtes Gesetz erkennen läßt, wie Fig. 6 zeigt, in der die 4 Spannungsschaulinien aus Fig. 4 gegenüber gestellt sind. Die Höchstspannung ist demnach vom Lochdurchmesser nicht wesentlich abhängig; sie ist etwa 2,1- bis 2,3 mal größer als die mittlere Spannung.

Die Mindestspannung σ_{min} am Außenrande, Fig. 5, ist

Zahlentafel 4.

Lochdurchmesser D . . . . . mm		15	30	50	70
Mindestspannung σ_{min} in	kg/qcm . .	872	840	640	520
	vH von σ_m .	87,2	84,0	64,0	52,0

naturgemäß bei allen Stäben geringer als die mittlere Spannung σ_m. Sie ist, wie Fig. 4 und 5 erkennen lassen, im Gegensatz zu σ_{max} vom Lochdurchmesser abhängig, und zwar in der Art, daß sie bei wachsendem Lochdurchmesser abnimmt, wie Zahlentafel 4 zeigt.

Zusammenfassung.

Soweit das Gebiet durch die vorstehenden Versuche gedeckt ist, ergibt sich für auf Zug beanspruchte, gelochte Flachstäbe von gleicher Breite und mit verschieden großen Löchern in ihrer Mittelachse für den am meisten durch das Loch geschwächten Querschnitt innerhalb des Gebietes der elastischen Formänderungen folgendes:

1) Die Höchstspannung am Lochrande wird durch die Größe des Lochdurchmessers nicht wesentlich beeinflußt.

2) Die Höchstspannung am Lochrande ist etwa 2,1 bis 2,3 mal größer als derjenige Wert, den man bei der Annahme gleichmäßiger Verteilung der Spannung über den am meisten geschwächten Querschnitt erhält.

3) Die Mindestspannung an den Außenrändern der Stäbe nimmt mit wachsendem Lochdurchmesser ab.

Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse wurde der Verfasser von Hrn. Dipl.-Ing. Wallenborn in dankenswerter Weise unterstützt. Ferner ist er Hrn. Dr.-Ing. Paul Fillunger für wertvolle Hinweise zu Dank verpflichtet.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 10. September 1912.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 14. August 1912.
Vorsitzender: Hr. Voigt. Schriftführer: Hr. Herhahn.
Anwesend 25 Mitglieder und 2 Gäste.

Hr. Paul Fischer spricht über die Lokomobile als moderne Betriebskraft.

Eingegangen 24. August 1912.

Bodensee-Bezirksverein.

Sitzung vom 16. Juni 1912 in Bregenz.
Vorsitzender: Hr. Loacker.

Hr. Honer berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. Dr. Dieckmann aus München (Gast) spricht über drahtlose Telegraphie.

Eingegangen 23. August 1912.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 15. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Köster. Schriftführer: Hr. Reutlinger.
Anwesend 35 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Grun spricht über Turbokompressoren der Firma Pokorny & Wittekind.

Eingegangen 30. August 1912.

Mannheimer Bezirksverein.

Am 27. Juli 1912 nachmittags wurde das städtische Wasserwerk im Kieferthaler Wald besichtigt.

Nach der Besichtigung sprach Hr. Künker über autogenes Schneiden und Schweißen.

Abends wurde die Vereinsversammlung abgehalten.

Vorsitzender: Hr. Overrath.
Anwesend 35 Mitglieder und 8 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Hagemann und Röser, zu deren Andenken sich die Versammelten erheben.

Die Versammlung erledigt Vereinsangelegenheiten und begeht festlich die Eröffnung der neuen Vereinswohnung.

Eingegangen 21. August 1912.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 23. Juni 1912.
Vorsitzender: Hr. Heim. Schriftführer: Hr. Voigt.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes A. Wichmann, zu dessen Ehren sich die Anwesenden von den Sitzen erheben.

Er berichtet darauf über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. Handelsschuldirektor Giesecke aus Görlitz (Gast) spricht über Grundzüge der Volkswirtschaft.

Eingegangen 16. August 1912.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 30. März 1912.
Vorsitzender: Hr. Wunder.
Anwesend 13 Mitglieder und 2 Gäste.

Hr. Gläßner spricht über Rauch- und Rußbeseitigung.

Sitzung vom 20. April 1912.
Vorsitzender: Hr. Fritsche.
Anwesend 13 Mitglieder, 15 Damen und Gäste.

Hr. Dr. Bürner aus Berlin (Gast) hält einen Vortrag: Der Betrieb eines Steinkohlenbergwerkes unter und über Tage.

Sitzung vom 11. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Rohrbach.
Anwesend 9 Mitglieder.

Die Versammlung erledigt Vereinsangelegenheiten.

Eingegangen 7. u. 30. September 1912.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Am 22. Juni 1912 wurden die Braunkohlengrube »Fortuna« der Rheinischen Aktiengesellschaft für Braunkohlenbergbau und Brikettfabrikation und die Ueberlandzentrale des Rheinischen Elektrizitätswerkes A.-G. im Braunkohlenrevier auf Grube Fortuna besichtigt.

Hr. Oellerich, Oberingenieur des Braunkohlensyndikates (Gast), sprach über das rheinische Braunkohlenbrikett und seine Verwendung für häusliche, gewerbliche und industrielle Feuerungen.

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Sitzung vom 9. September 1912.
Vorsitzender: Hr. Karsch. Schriftführer: Hr. Bauwens.
Anwesend 30 Mitglieder.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Albert Reinecken und Eduard Lotz, zu deren Ehren sich die Versammlung erhebt.

Hr. Körting berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Eingegangen 16. September 1912.

Rheingau-Bezirksverein.

Sitzung vom 26. Juni 1912.
Vorsitzender: Hr. Furkel. Schriftführer: Hr. Trier.
Anwesend 7 Mitglieder und 1 Gast.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

[1]) s. Z 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Bücherschau.

Maschinen und Apparate der Starkstromtechnik, ihre Wirkungsweise und Konstruktion. I. Teil: Gleichstrom. II. Teil: Wechselstrom. Ein Lehrbuch für den Gebrauch an Technischen Lehranstalten, zum Selbststudium und für den in der Praxis stehenden Ingenieur von Gustav W. Meyer, beratendem Ingenieur für Elektrotechnik. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. XIV und 590 S. groß 8° mit 772 Fig. Preis geh. 15 ℳ, geb. 16 ℳ.

Das Buch, das als Ergänzung zu den Vorlesungen des Verfassers an einer technischen Schule entstanden ist, will einen allgemeinen Ueberblick über die verschiedenen elektrischen Apparate und Maschinen geben. Die Elektrizitätslehre und die Elemente der höheren Mathematik werden als bekannt vorausgesetzt, und im Anschluß daran wird eine zusammenfassende Darstellung der Maschinen und Apparate für Gleich- und Wechselstrom gegeben. Alle wichtigen neueren Apparate sind gut und deutlich beschrieben, manche, wie der Tirrillsche Selbstregler für Wechselstrommaschinen, sehr ausführlich. Von den Maschinenkonstruktionen sind alle veralteten Bauweisen weggelassen, und es ist den neueren, auch den amerikanischen Konstruktionen mehr Raum gewidmet. Die Abschnitte über Anlassen und Regeln von Gleichstrommotoren durch Maschinensätze, über mechanische und elektrolytische Gleichrichter, über Sicherungen und Apparate für Hochspannungsanlagen und über Transformatoren verdienen besondere Erwähnung, weil sie in andern Werken dieser Art selten in solcher Vollständigkeit zu finden sind. Der fünfte Abschnitt über Transformatoren ist vielleicht etwas ausführlicher gehalten, als dem Charakter des Buches entspricht, doch macht er die Länge durch besondere Güte wieder wett. Auch der letzte Abschnitt über die Kraftübertragung durch Wechselströme zeichnet sich durch Behandlung aller wichtigen Fälle einschließlich der erst neuerdings in den Vordergrund tretenden Drehstrom-Kollektormotoren vorteilhaft aus.

Unter den Abbildungen sind außer den zahlreichen Ansichten von Apparaten und Maschinen auch viele schematische Zeichnungen von großer Anschaulichkeit. Die Schreibweise ist deutlich, wenn auch zuweilen ermüdend und papieren. Das Fürwort derselbe, dieselbe, dasselbe läßt manche Sätze steifbeinig erscheinen, die mit er, sie, es ganz natürlich und einfach gewesen wären. Das sollte bei einer zweiten Auflage ausgemerzt werden. Die Ausstattung des Buches ist vortrefflich, und es wird sich in den Kreisen, für die es bestimmt ist, sicherlich Freunde erwerben.

C. Feldmann.

Untersuchung und Berechnung der Blasrohre und Schornsteine von Lokomotiven. Von Strahl. Wiesbaden 1912, C. W. Kreidels Verlag. (Sonderdruck der im Organ für Fortschritte des Eisenbahnwesens erschienenen Aufsätze.) 42 S. mit mehreren Textfig. und 1 Tafel. Preis 2,70 ℳ.

Die gründlichen Untersuchungen über Lokomotivblasrohre und Schornsteine, deren Abmessungen bisher durch Faustregeln bestimmt und in ihrer Wirkung so gut es ging im Betriebe ausprobiert wurden, stützen sich auf eine Theorie Zeuners, aus welcher in klarer Weise für die Praxis brauchbare Formeln entwickelt werden. Die Rechnung wird gestützt und bestätigt durch Versuche an einer stehenden Lokomotive und durch Betriebsergebnisse. Da die richtige Bemessung von Blasrohr und Schornstein für die Leistung und den Dampfverbrauch von Lokomotiven von allergrößter Bedeutung ist, so werden die Untersuchungen in der Praxis reiche Anerkennung finden.

H.

Enzyklopädie des Eisenbahnwesens. Herausgegeben von Dr. Freiherr v. Röll. 2. Auflage. 2. Bd.: Bauentwurf bis Brasilien. Berlin und Wien 1912, Urban & Schwarzenberg. 488 S. mit 263 Fig., 2 Tafeln und 3 Eisenbahnkarten. Preis 16 ℳ.

Hervorzuheben sind die vorzüglichen Angaben über verschiedene Bahnen und ihre Organisation, so z. B. die bayrischen, belgischen und brasilianischen Eisenbahnen, die Berliner Hoch- und Untergrundbahn u. a. An andern Gebieten, über die das Werk übersichtliche Aufklärungen gibt, seien erwähnt: Beamtenwesen, Bekohlungsanlagen, Beleuchtung (eingehend behandelt), Bergbahnen, Betriebsfragen, Blockeinrichtungen. Bogenbrücken.

H.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Taschenbuch des Bauführers. Die gesamte Bauausführung vom Baugesuch und allen Vorarbeiten bis zu der schlüsselfertigen Uebergabe mit allen erforderlichen Plänen und Eingaben. Von K. Arendt und R. Zimmermann. Wiesbaden 1912, Westdeutsche Verlagsgesellschaft m. b. H. 216 S. mit 9 Planzeichnungen und 175 Fig. Preis 3 ℳ.

Schaltungsbuch für Starkstromanlagen. Band 1: Schaltungsbuch für elektrische Lichtanlagen. Von Dr. B. Thierbach. 2. Auflage. Leipzig 1912. Hachmeister & Thal. 208 S. mit 183 Fig. Preis 3 ℳ.

Industrielle Chemie. Unter Mitwirkung zahlreicher Fachgenossen herausgegeben von Dr. R. Escales. Stuttgart 1912, Ferdinand Encke. 573 S. mit 21 Fig. Preis 12 ℳ.

Enzyklopädie der mathematischen Wissenschaften mit Einschluß ihrer Anwendungen. Band V. 1, Heft 5: Die Zustandsgleichung. Von H. Kamerlingh-Onnes und W. W. Keesom. Leipzig 1912, B. G. Teubner. Seite 615 bis 945. Preis 10,40 ℳ.

Beiträge zur praktischen Ausführung von Ankerwicklungen. Von W. Wolf. 2. Auflage. Leipzig 1912, Hachmeister & Thal. 47 S. mit 88 Fig. Preis 1,50 ℳ.
Erweiterter Sonderabdruck aus »Helios«, Fach- und Exportzeitschrift für Elektrotechnik. Jahrgang XII, Nr. 45 und 46, und Jahrgang XVII, Nr. 38 und 40.

Ueber Fehlerortbestimmungen an Kabelleitungen. Von E. Gollmer. 2. Auflage. Leipzig 1912, Hachmeister & Thal. 43 S. mit 21 Fig. Preis 1,50 ℳ.
Erweiterter Sonderabdruck aus »Helios«, Fach- und Exportzeitschrift für Elektrotechnik. Jahrgang XIV, Nr. 20, 21, 22.

Aus der Praxis für die Praxis. Wie mache ich Inventur und Bilanzabschluß? Die gesetzlichen Vorschriften in gemeinverständlicher Erläuterung nebst Bilanzentwürfen. Von H. Lustig. 3. Auflage. Saarbrücken 1912. Baumgartens Verlagsbuchhandlung. 39 S. Preis 1,50 ℳ.

Die Formen des wirtschaftlichen Kampfes (Streik, Boykott, Aussperrung usw.). Eine volkswirtschaftliche Untersuchung auf dem Gebiete der gegenwärtigen Arbeitspolitik. Von G. Schwittau. Berlin 1912, Julius Springer. 490 S. Preis 12 ℳ.

Getreidefrachten und Getreideverkehr auf deutschen Eisenbahnen und Wasserstraßen. Von W. Teubert. Berlin 1912. Carl Heymanns Verlag. 102 S. mit 5 Karten. Preis 5 ℳ.

Materialien für das wirtschafts-wissenschaftliche Studium. 3. Band: Warenbörsen. Von Dr. phil. R. Passow. Leipzig und Berlin 1912, B. G. Teubner. 152 S. Preis 2,80 ℳ.

Elektrisches Heizen und Kochen. Von K. Wernicke. Leipzig 1912, Hachmeister & Thal. 59 S. mit 105 Fig. Preis 1,50 M.

Sonderabdruck aus »Helios«, Fach- und Exportzeitschrift für Elektrotechnik 1910, Nr. 40 bis 47.

Handbook for highway engineers. Teil I: Theory of design. Teil II: Practice of design and construction. Von W. G. Harger und E. A. Bonney. New York und London 1912, Mc Graw-Hill Book Company. 493 S. Preis 12,75 M.

Bücher der Naturwissenschaft. 13. Band: Physik der Gestirne. Von Prof. Dr. J. B. Messerschmitt. Leipzig 1912, Philipp Reclam jun. 195 S. mit 4 farbigen und 9 schwarzen Tafeln und 21 Fig. Preis 1 M.

Jahrbuch des Norddeutschen Lloyds 1911/12. Herausgegeben im Auftrage des Vorstandes von der literarischen Abteilung des Norddeutschen Lloyds. Bremen 1912, Welt-Reise-Verlag G. m. b. H. Berlin. 486 S. Preis 6 M.

Das Steinkohlengas im Kampf gegen die Verschwendung des Nationalvermögens. Von Fr. Messinger. Oldenburg i. Gr. 1912, Gerhard Stalling. 138 S. mit 120 Fig. Preis 4 M.

Jahrbuch der österreichischen Berg- und Hüttenwerke, Maschinen- und Metallwarenfabriken. Von Hanel. Wien 1912, Compaßverlag. 1274 S. Preis 7,50 M.

Das Nachschlagewerk ist ein Sonderabdruck aus dem großen Jahrbuch für die österreichische Industrie und enthält im ersten Teil die Namen und Adressen sämtlicher österreichischer Berg- und Hüttenwerke, Maschinen- und Metallwarenfabriken. Außerdem werden Art und Umfang der Erzeugung, Zahl der Arbeiter u. a. m. angegeben. Den zweiten Teil bilden statistische Angaben über die Berg- und Hüttenindustrie der Welt und Mitteilungen über ihre Kartelle und Syndikate. Zum Schluß ist ein ausführliches Bezugsquellenverzeichnis für die österreichische Industrie gegeben.

Elektrische Energieversorgung ländlicher Bezirke. Bedingungen und gegenwärtiger Stand der Elektrizitätsversorgung von Landwirtschaft, Landindustrie und ländlichem Kleingewerbe. Von W. Reißer. Berlin 1912, Julius Springer. 92 S. Preis 2,80 M.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Dresden:

Beiträge zur Berechnung von Schleusen großen Gefälles. Von R. Borchers.

Ueber den Einfluß der Temperatur auf das elektromotorische Verhalten des Eisens in Kalilauge. Von J. Woost.

Von der Technischen Hochschule Karlsruhe:

Ueber die Drehmomente der Dämpferwicklung einer Mehrphasen-Synchronmaschine bei kleinen Pendelschwingungen im Parallelbetrieb. Von W. O. Schumann.

Von der Technischen Hochschule München:

Der geologische Aufbau des Reiteralpgebirges im Berchtesgadener Land. Von G. Gillitzer.

Untersuchung der Kernkurven spezieller ebener Korrelationen und der damit verbundenen quadratischen Verwandtschaften. Von A. Nuber.

Die Betriebskraft als Kostenelement der industriellen Unternehmung. Von A. Welponer.

Von der Technischen Hochschule Stuttgart:

Berlinerblau und Turnbullsblau. Von O. Diefenthäler.

Einfluß der Stromkonzentration auf die elektrolytische Chloratbildung und elektrochemische Bestimmung der Reaktionskonstanten der chemischen Chloratbildung. Von O. Müller.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Das Erzvorkommen des Rheinischen Schiefergebirges. Von Bornhardt. (Metall u. Erz[2]) 8. Okt. 12 S. 2/11* mit 4 Taf.) Abdruck des in Z. 1912 S. 1680 im Auszuge mitgeteilten Vortrages.

Anlagekosten und Wirkungsgrad bei elektrisch betriebenen Hauptschachtfördermaschinen. Von Meller. (Glückauf 19. Okt. 12 S. 1719/21*) Rechnerische Untersuchung für eine Fördermaschine mit Leonard-Schaltung. Einfluß der Bauart mit Trommel, Koepe-Scheibe oder Bobine, ferner der Teufe und der Leistung auf den Anlagepreis, den Wirkungsgrad und den Stromverbrauch. Diagramme.

Dampfkraftanlagen.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau. Von Münzinger. (Z. Ver. deutsch. Ing. 26. Okt. 12 S. 1725/33*) Einfluß der Dampfturbine auf den Dampfkesselbau. Doppelkessel von 720 qm Heizfläche von Richard Hartmann, Zweikammer-Wasserrohrkessel von rd. 354 qm der MAN, Steinmüller-Hochleistungs-Wasserrohrkessel von 354 qm, Hochleistungskessel von Babcock & Wilcox, A. Borsig, C. Melzer. Forts. folgt.

Kesselhaus-Reorganisation. Von Kablitz. (Z. Ver. deutsch. Ing. 26. Okt. 12 S. 1741/47*) Bericht über den Umbau von Kesselanlagen, dessen Kosten durch die Ersparnisse während einer entsprechend lang bemessenen Probezeit beglichen werden. Rippenrohr-Vorwärmer Bauart Kablitz, selbsttätige Nebenluftzuführung, Abdampfvorwärmer, Kolbenwassermesser von Kennedy-Eckardt. Schaulinie der Betriebsergebnisse.

Die wirtschaftliche Bedeutung maschineller Aschebeseitigung aus den Feuerzügen der Dampfkessel. (Z. Dampfk. Maschbtr. 18. Okt. 12 S. 443/45*) Die Einrichtung zum Absaugen der Asche besteht aus einer Saugpumpe, die durch unmittelbare Lederscheibenkupplung von einem Elektromotor angetrieben wird und 4000 ltr/min ansaugt. Die Leistung des Motors beträgt 7,5 PS bei 1280 Uml./min. Wirtschaftlichkeit der Anlage, die für das Technische Betriebsamt in Fürth geliefert ist.

Einige Untersuchungs-Ergebnisse von Maschinen und Turbinen mit Gegendruck und Zwischendampfentnahme. Von Kammerer. Forts. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Okt. 12 S. 185/86) S. Zeitschriftenschau vom 19. Okt. 12. Forts. folgt.

Explosion einer Dampfturbine. Von Jantze. (Sozial-Technik 15. Okt. 12 S. 389/90*) Die 8 PS-Dampfturbine war mit einem Ventilator für 350 Uml./min durch einen Riemen gekuppelt. Der Treibriemen war abgeglitten und die Regelvorrichtung der Turbine versagte. Darstellung des zersprungenen Laufrades.

Eisenbahnwesen.

Das Eisenbahnverkehrswesen auf der Weltausstellung in Turin 1911. Von Guillery. Forts. (Organ 15. Okt. 12 S. 345/51* mit 3 Taf.) Personen- und Güterwagen für Voll- und Schmalspur. Forts. folgt.

Les chemins de fer du massif du Mont-Blanc. Le chemin de fer à crémaillère du Montenvers (de Chamonix à la Mer de Glace). Von Dalimier. (Génie civ. 19. Okt. 12 S. 493/500*) Verkehr und Ausbau der Bahnen im Mont-Blanc-Gebiet. Steigungen und Linienführung der seit 1909 im Betrieb befindlichen Zahnradbahn von Chamonix nach Montenvers. Brückenbauten. Durchlässe. Rollendes Gut. Fahrpreise.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 18. Okt. 12 S. 416/17*) Betrieb im St. Clair-Tunnel, Anfahrversuche mit den Westinghouse-Lokomotiven.

Der Bau der Hamburger Hochbahn. Von Stein. Schluß. (Glaser 15. Okt. 12 S. 146/50*) S. Zeitschriftenschau vom 19. Okt. 12.

Chicago freight subway. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 589/91* mit 2 Taf.) Streckenplan und Einzelheiten der bekannten unterirdischen Güterbahn.

Die Personenlokomotiven der europäischen Staaten. Von Baecker. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 18. Okt. 12 S. 662/70*) 2C-Zwillings-Heißdampflokomotiven Serie 211, 111 der K. K. österr. Staatsbahnen. 2C-Zwillingslokomotive Serie 32f und 2C-Zwillings-Heißdampflokomotive Serie 109 der Südbahn. 1C1-Vierzylinder-Verbund-Heißdampflokomotive Serie 10 und 1C1-Zweizylinder-Verbund-Heißdampflokomotive Serie 429 der K. K. österr. Staatsbahnen. Schluß folgt.

Wechselstromlokomotive für 1500 PS der Ateliers de Constructions Electriques de Jeumont für die französische Südbahn. Von Cauwenberghe. (ETZ 17. Okt. 12 S. 1073/77*) Die 1C1-Lokomotive von 86 t wird mit Einphasenstrom von 12000 V

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 M für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

[2] Die Zeitschrift »Metall und Erz« (Wilh. Knapp, Halle a. S., Mühlweg 19, Anzahl der Nummern im Jahr 24, Preis 20 M für das Jahr) erscheint als neue Folge der Zeitschrift »Metallurgie«, die ihr Erscheinen seit Oktober dieses Jahres eingestellt hat.

betrieben, der in zwei mit Luft gekühlten Transformatoren für je 750 KW auf 230 V gebracht und drei 500 PS-Motoren zugeführt wird. Jede Treibachse ist mit einem Motor durch Zahnräder, eine hohle Welle und Gelenkkupplung verbunden. Einzelheiten.

Benzolelektrischer Triebwagen. Von Weese. Forts. (Verk. Woche 19. Okt. 12 S. 45/51*) Maschinendrehgestell mit Benzolmaschine der Gasmotorenfabrik Deutz. Batteriezündung der Deutzer Maschine. Das Kühlwasser wird zum Heizen des Wagens benutzt. Forts. folgt.

Rolling stock standards in Chicago. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 555/60* mit 2 Taf.) Entwicklung der Wagenbauarten in den letzten Jahren. Ausrüstung. Stromverbrauch.

New truck designed by Bay State Street Railway. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 613/18*) Ausführliche Darstellung der Drehgestelle für Straßen- und Ueberlandbahnwagen mit je zwei 40 PS-Wendepolmotoren. Gewichte der einzelnen Teile.

Carhouse design and practice on the surface railways. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 558/59* mit 2 Taf.) Allgemeines über Anlage, Baueinzelheiten, Heizung, Beleuchtung. Zeichnungen des Schuppens in der Kedzie Avenue in Chicago für 291 Wagen.

Einflüsse der widrigen Witterung auf den Ablaufbetrieb der Verschiebebahnhöfe. Von Sammet. (Zentralbl. Bauv. 19. Okt. 12 S. 553/56) Zur widrigen Witterung gehören: der Gegenwind, die Kälte, der Schnee, das Glatteis und der Rauhreif. Die Gegenmaßregeln sind auf Beseitigung der Hemmungsursachen oder auf Erhöhung der Ablaufgeschwindigkeit der Wagen gerichtet. Schluß folgt.

Die Versorgung der Berliner Bahnhöfe mit Oelgas. Von Landsberg. Schluß. (Glaser 15. Okt. 12 S. 141/46*) Pumpen- und Vergaserraum der Oelgasanstalt auf dem Bahnhof Tempelhof. Das Gas wird durch 2 stehende schnellaufende Kompressoren von 125 cbm/st Ansaugefähigkeit verdichtet.

Track and overhead construction in Chicago. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 529/42* mit 8 Taf.) Geschichtliches. Darstellung des Oberbaues. Tunnelbauten. Einzelheiten der Stromleitungen.

Eisenhüttenwesen.

Neuere Gießwagen. (Stahl u. Eisen 17. Okt. 12 S. 1737/41*) Elektrisch-hydraulische Gießwagen der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. Druckwasser-Hebevorrichtung.

Rolling-mill practice in the United States. Von Puppe. (Engng. 18. Okt. 12 S. 552/56*) Uebersicht über Abmessungen, Antrieb und Ausbringen der Blockstraßen, Stabeisen- und Schienenwalzwerke von 22 amerikanischen Anlagen und Vergleich mit den deutschen Verhältnissen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Yardley bridge across the Delaware River. (Eng. Rec. 12. Okt. 12 S. 406/08*) Die Eisenbahnbrücke hat 14 Oeffnungen von je 27,68 m Weite, die nach Korbbögen gebildet sind, und ist aus Eisenbeton hergestellt. Lehrgerüst. Bauvorgang.

Elektrotechnik.

Central station power for electric railways in Chicago. Von Norris. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 610/12*) Erörterungen zu der von Insull angeregten Frage. Vergl. Zeitschriftenschau vom 3. Aug. 12.

Power generation for electric railways in Chicago. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 561/69* mit 3 Taf.) Darstellung des Nordwest-Kraftwerkes der Commonwealth Edison Co. Vergl. Zeitschriftenschau vom 26. Okt. 12. Angaben über die Entwicklung der beiden andern Kraftwerke in der Fisk- und der Quarry-Straße.

Railway power distribution by the Commonwealth Edison Co. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 570/77* mit 1 Taf.) Verteilanlage der vorstehend erwähnten Kraftwerke. Schaltpläne, Ansichten der Maschinenräume in den Verteilstellen. Betrieb.

The Adamello hydro-electric plant. Schluß. (Engineer 18. Okt. 12 S. 401/02*) Schaltanlage. Isolatorklemmen.

Das Elektrizitätswerk Arnsberg bei Amsteg. Forts. (Schweiz. Bauz. 19. Okt. 12 S. 207/11*) Im Maschinenhaus sind zwei Turbinen von 3000 und 1300 PS von Th. Bell & Cie. in Kriens aufgestellt. Selbsttätige Regelung der Turbinen durch Strahlablenkung, Versuchsergebnisse. Geschwindigkeits- und Drucklinien. Forts. folgt.

AEG-Drehstrommaschinen für direkte Kupplung mit Wasserturbinen. Von Lewinnek. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Okt. 12 S. 605/08*) Schnellaufende Drehstrommaschinen von 8000 und 10000 KVA bei 375 Uml./min.

Generatoren für Wasserkraftanlagen nach Ausführungen der Siemens-Schuckertwerke. Von Buchta. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Okt. 12 S. 601/05*) Dynamomaschinen für 300 bis 1000 und mehr Uml./min, die auch die um 80 bis 100 vH erhöhte Umlaufzahl bei plötzlicher Entlastung der Turbinen aushalten müssen. Prüfung auf dem Versuchstand. Offene, halb und ganz geschlossene Bauarten. Schluß folgt.

Der Einphaseninduktionsmotor. Von Moser. Forts. (El. u. Maschinenb. Wien 20. Okt. 12 S. 876/81*) Stromverteilung in einer Kurzschlußwicklung mit mehreren Phasen, die in einem einachsigen Wechselfeld umläuft. Verluste. Drehmoment. Diagramm. Schluß folgt.

Eine neue Maschine zur Kompensation der Phasenverschiebung von Ein- oder Mehrphasen-Induktionsmotoren. Von Scherbius. (ETZ 17. Okt. 12 S. 1079/83*) Phasenausgleicher von Brown, Boveri & Cie. A.-G. ohne Ständer mit einem eisernen Ankerring mit gewöhnlicher Wicklung, die an einen Kollektor angeschlossen ist. Auf dem Kollektor schleifen mindestens 3 Bürsten für jeden Polsatz, da die Maschine nur für mehrphasige Motoren gebaut ist. Diagramme.

Ueber die Berechnung der Gleichstrom-Elektromagnete. Von Kraus. (El. u. Maschinenb. Wien 20. Okt. 12 S. 869/75*) Entwicklung vereinfachter Formeln besonders für Gleichstrommagnete mit Ankerbewegung unter der Annahme, daß der Strom in der Spule unverändert bleibt. Anwendungen. Polformen. Magnete mit Schlagwirkung.

Untersuchungen über magnetische Hysteresis. Von Holm. (Z. Ver. deutsch. Ing. 26. Okt. 12 S. 1746/51*) Die Untersuchungen ergeben, daß magnetische Kreisläufe von gleicher Amplitude und verschiedener absoluter Induktion sehr verschiedene Energiemengen verbrauchen. Bedeutung für das Berechnen der Eisenverluste und für die Molekulartheorie.

Erd- und Wasserbau.

The Jordan River power development. (El. World 12. Okt. 12 S. 767/71*) Vorarbeiten zum Bau eines Kraftwerkes der Vancouver Island Power Co. im westlichen Kanada von 24000 bis 36000 PS bei vollem Ausbau. Plan und Angaben über fünf Staubecken.

Gasindustrie.

Die Vergasung minderwertiger Brennstoffe im Gasgenerator. Von Gwosdz. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 18. Okt. 12 S. 441/42) Die Vergasung aschereicher Brennstoffe. Gaserzeugung nach dem Verfahren von Mond. Versuchsergebnisse auf Zechen des Oberbergamtsbezirkes Dortmund haben gezeigt, daß sich der Mond-Generator zur Verarbeitung von Brennstoffen eignet, deren Stickstoffgehalt die Ammoniakgewinnung als vorteilhaft erscheinen läßt. Forts. folgt.

Gasfernversorgung. Von Kordt. (Journ. Gasb.-Wasserv. 19. Okt. 12 S. 1021/23) Aufschwung der Gasfernversorgung durch die Verwendung von Koksofengasen. Wirtschaftliche Berechnung einer Gasfernversorgung von 50 km Länge.

Gesundheitsingenieurwesen.

Müllverbrennungsanlagen. Von Deinlein. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Okt. 12 S. 183/85*) Die Müllverbrennanlage in Fürth i. B. besteht aus einem Siederohrkessel mit zwei Feuerungen für Müll und einer Hülfsfeuerung für Koks. Ergebnisse der Abnahmeversuche.

Gießerei.

Anfertigung von Modellen zu einfachen und doppelten Automobilzylindern. Von Biller. (Werkst.-Technik 15. Okt. 12 S. 525/29*) Modelle und Kerne für Zylinder mit einseitigem Ventilgehäuse. Die Gesamtkosten des Modelles betragen 109,97 ℳ. Schluß folgt.

Prüfung und Bewertung des Formsandes. Von Buderus. (Gießerei-Z. 15. Okt. 12 S. 629/32) Anforderungen an den Sand. Winke für die Untersuchung der Bildsamkeit, Härte, Zähigkeit, Feuerbeständigkeit. Schluß folgt.

Die Herstellung von Qualitätsguß unter Verwendung von Metallspänen. Von Mehrtens. (Z. Ver. deutsch. Ing. 26. Okt. 12 S. 1738/41*) Behandlung der Späne, Herstellung der Briketts. Analysen der Gußstücke.

Heizung und Lüftung.

Vergleichsversuch zwischen Ofen- und Zentralheizung. Von Hottinger. (Gesundhtsing. 19. Okt. 12 S. 801/13*) Mittlere Temperatur, mittlere Luftfeuchtigkeit und monatlicher Wärmeverbrauch in Wohnräumen bei Ofen- und Warmwasserheizung. Vor- und Nachteile der Zentralheizung.

Luftschiffahrt.

An outline of the theory of ballooning. Von Reber. (Journ. Franklin Inst. Okt. 12 S. 385/413*) Hub- und Steigkraft von Ballonen. Einfluß von Ballastausgabe und Gasauslaß auf die Steigkraft.

Ueber Flugmotoren und deren Konstruktion. Von Spiegel. (Motorw. 20. Okt. 12 S. 678/81* mit 1 Taf.) Anforderungen. Luft- und Wasserkühlung. Zylinderzahl und Anordnung der Zylinder. Zündfolge. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Graphische Tabellen zur Berechnung von Planetengetrieben unter Berücksichtigung der Verwendung von Ner-

mairädern. Von Gelbhaar. Schluß. (Werkst.-Technik 15. Okt. 12 S. 533/36*) Uebersetzungsverhältnisse von mehr als 1 : 100.

Materialkunde.

Hardness testing, mechanical wear. Von Saniter. (Am. Mach. 19. Okt. 12 S. 516/17*) Versuche über die Abnutzung beim Gleiten und Rollen zeigen nicht volle Uebereinstimmung mit den Ergebnissen der Härteprüfung nach dem Brinellschen Verfahren.

Experimental tests of white metals. Von Pecorado. (Am. Mach. 19. Okt. 12 S. 523/25*) Bericht über Versuche der italienischen Marine. Beziehungen zwischen der Reibungsziffer und der Schmelztemperatur, der Druckbeanspruchung, der Härte. Versuche über die Abnutzung.

Ueber Silikasteine für Martinöfen. Von Lange. (Stahl u. Eisen 17. Okt. 12 S. 1729/37*) Beschaffenheit, Verhalten, Herstellung der Steine. Druckwasser-Ziegelpresse von Ed. Laeis & Co., Presse von Leo W. Nidand, Oefen zum Brennen der Steine.

Mechanik.

Turbinen- und Propellerwirkung. Von Föttinger. Forts. (Z. f. Motorluftschiffahrt 12. Okt. 12 S. 245/47*) Physikalische Begründung der Uebertreibung des Eintrittwinkels. Sitz der Zirkulation. Einer Flüssigkeit lassen sich Zirkulationsströme durch Kräfte, die sich von einem Potential ableiten lassen, aufzwingen. Betrachtungen über Strömungen, die schräg gegen die Schaufelreihe ankommen. Schluß folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Induktionszähler für einphasigen Wechselstrom, Form N, der Westinghouse-Elektrizitäts-Gesellschaft m. b. H., Berlin. (ETZ 17. Okt. 12 S. 1086*) Zähler für Wechselstrom-Zwei- und Dreileiteranlagen mit induktiver oder induktionsloser Belastung bei Spannungen von 100 bis 600 V ohne Spannungswandler und bei Stromstärken von 2 bis 200 Amp.

Selbsttätige Betriebsüberwachung auf Teerkokereien mit besonderer Berücksichtigung der Gasabsaugung. Von Thau. (Glückauf 19. Okt. 12 S. 1706/18*) Neuere Druckmeßvorrichtungen von Elster, Wright, Hohmann & Maurer, Schäffer & Budenberg. Gasmesser der Hydro-Apparatebauanstalt, von Fueß. Wassermesser der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G., von Wright. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

British machine tools at the Olympia Exhibition. (Engineer Supplement 18. Okt. 12 S. 1/20*) Ausführliche Zeichnungen der Victor-Drehbank von Burton, Griffith & Co., London, Bohrmaschinen, Hobel- und Feilmaschinen, Sägen usw.

The International Engineering and Machinery Exhibition at Olympia. Von Horner. Forts. (Engng. 18. Okt. 12 S. 525/39* mit 16 Taf.) Maschinen von Webster and Bennett, Coventry, Wadkin & Co., Leicester, Jones & Shipman, Leicester, James Archdale & Co., Birmingham, Henry Pels & Co., London, R. G. Ross & Son, Glasgow, Pollard & Co., Leicester, Swift & Sons, Halifax usw. Forts. folgt.

Zweispindelige Revolverdrehbank mit flachem Kopf. (Werkst.-Technik 15. Okt. 12 S. 541/43*) Die Maschine der Jones & Lamson Machine Co., Springfield, Vt., kann einspindlig mit einem Futter von 430 mm und zweispindlig mit zwei Futtern von 230 mm Dmr. benutzt werden. Spindelkopf, flacher Drehkopf.

Laying out a rotary air valve. Von Minard. (Am. Mach. 19. Okt. 12 S. 526/27*) Entwerfen der Druckluftsteuerung für die Spannfutter einer selbsttätigen Zweispindel-Drehbank.

Design of vertical drilling machines. Von Jenkins. Forts. (Am. Mach. 12. Okt. 12 S. 480/84*) Abstufungen des Getriebekastens in arithmetischer und geometischer Reihe.

Selecting a motor of proper hp. Von Popcke. (Am. Mach. 19. Okt. 12 S. 510/13*) Beziehungen zwischen Schnittgeschwindigkeit, Umlaufzahl und Spanabmessungen. Vorgang beim Ermitteln des Gesamtkraftbedarfes beim Wellendrehen. Motoren für Hobelmaschinen.

Metallhüttenwesen.

Einiges über die Erzeugung von Metallen im elektrischen Ofen. Von Stephan. (Metall u. Erz [1]) 8. Okt. 12 S. 11/17*) Abdruck des in Z. 1912 S. 1680 im Auszuge wiedergegebenen Vortrages.

Motorwagen und Fahrräder.

Indikator für Einspritz-Vergaser. Von Bergmann. Forts. (Motorw. 20. Okt. 12 S. 671/75*) S. Zeitschriftenschau vom 17. Aug. 12. Einfluß des Regelvorganges. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Die technischen Einrichtungen der Leuchtfontäne auf der Ostdeutschen Ausstellung 1911 zu Posen. Von Simon. (Z. f. Turbinenw. 20. Okt. 12 S. 453/58*) Das Maschinenhaus enthält 3 Kreiselpumpen, eine von 1500 ltr/min und 50 m Druckhöhe mit Gleichstrommotor von 220 V und 95 Amp, eine von 3000 ltr/min bei 44 m Druckhöhe mit Gleichstrommotor von 220 V und 192 Amp und eine Pumpe mit einem Gleichstrommotor von 220 V und 204 Amp. Leitungspläne. Beleuchtung.

Die Fortschritte auf dem Gebiete der Drucklufterzeugung und deren wirtschaftliche Bedeutung. Von Bernstein. Forts. (Dingler 19. Okt. 12 S. 660/65*) Versuche an einem Turbokompressor der Berginspektion in Reden von 7000 cbm/st Leistung und 4200 Uml./min und an einem Abdampfkompressor in Borsigwerk O.-S. von 8000 cbm/st Leistung und 3700 Uml/min. Die Anlage der Victoria Falls Power Co. in Transvaal enthält 10 Turbokompressoren von je 4000 PS Leistung. Temperatur und Druckmessungen während der Verdichtung. Forts. folgt.

Schiffs- und Seewesen.

German motor notes. Schluß. (Engineer 18. Okt. 12 S. 402/06*) Maschinen der A.-G. Weser, der Joh. C. Tecklenborg und von J. Frerichs & Co. A.-G. Gesamtübersicht.

Straßenbahnen.

The Boston articulated car. (El. Railw. Journ. 5. Okt. 12 S. 606/09*) Für ihre verkehrsreichen Straßenbahnstrecken mit vielen starken Gleiskrümmungen hat die Boston Elevated Railway Co. einen neuen Wagen geschaffen, indem sie zwei alte zweiachsige Wagen durch einen beweglich aufgehängten Zwischenteil verbunden hat. In diesem befinden sich die Zahlstelle sowie der Ein- und Ausgang. Kosten.

Textilindustrie

Das Einlaufen des Garnes auf der Ringspinnmaschine. (Leipz. Monatschr. Textilind. 15. Okt. 12 S. 254/56) Die verschiedenen Fehlerquellen bei der Berechnung von Fadenlängen. Ableitung einer Formel für die Verkürzung des Garnes.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen

Allgemeiner Maschinenbau und mechanische Materialbearbeitung Turin 1911. Von Hundsdörfer. (Glaser 15. Okt. 12 S. 150/53*) Schnitt durch eine Viertakt-Dieselmaschine der MAN und eine Zweitakt-Dieselmaschine von Gebr. Sulzer, Winterthur. Glühkopfmaschinen von Gebr. Körting und von Bolinder. 600 PS-Tandem-Verbunddampfmaschine von Tosi, Legnano. Dampfmaschine mit Kerchove-Steuerung der Sächs. Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann, Chemnitz. Lokomobilen. Forts. folgt.

Ueber Vergaser zu Verbrennungsmotoren. Von Wolfmüller. (Dingler 19. Okt. 12 S. 657/60*) Zweck der Vergaser, Verdunst- und Einspritzvergaser für ortfeste Maschinen; Einspritzvergaser mit Schwimmerventil. Schluß folgt.

Wasserkraftanlagen.

Ueber die Wahl der Geschwindigkeitsdiagramme von Francis-Turbinen. Von Körner. (Z. Ver. deutsch. Ing. 26. Okt. 12 S. 1733/38*) Gang der rechnerischen Ermittlung des größten hydraulischen Wirkungsgrades unter Annahmen für die Austrittgeschwindigkeit usw. und schließliche Feststellung der günstigsten Geschwindigkeit.

Wasserversorgung.

Trinkwasserreinigung durch Schnellsandfiltration. Von Lemberg. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 19. Okt. 12 S. 1023/28*) Gesamtanordnung der Anlagen. Die Temperaturschwankungen, die ein großer Nachteil der Oberflächenwasserversorgung sind, werden dadurch ausgeglichen, daß man vorgereinigtes Flußwasser oberhalb vorhandener Fassungsanlagen zum Versickern bringt. Vor- und Nachteile der Schnellfilter.

Werkstätten und Fabriken.

Die Zergliederung und Messung der Arbeitsleistungen und ihre Bedeutung für die Praxis. Von Neuburger. (Werkst.-Technik 15. Okt. 12 S. 529/33*) Anwendungen des Taylorschen Verfahrens: Messen der Arbeit beim Schneiden mit der Handschere, beim Beladen eines Karrens und beim Feilen. Aufgenommene Schaulinien.

Fixed charges in the machine shops and the depreciation of machine tools. Von Spencer. Forts. (Engineer 11. Okt. 12 S. 373) Bestimmung der Werkstattzuschläge.

Zementindustrie.

Gravel washing and crushing plant. (Eng. Rec. 12. Okt. 12 S. 404/06*) Die elektrisch betriebene Reinigungs- und Brechanlage sowie die Lagerräume sind aus Eisenbeton hergestellt. Der Kies und der Kleinschlag werden für den Eisenbahnunterbau und für Herstellung von Beton verwandt.

[1]) s. Fußnote auf S. 1785.

Rundschau.

Die Druckluft-Kanalisation der Stadt Allenstein.

Die Fortschaffung städtischer Abwässer mittels Druckluft ist in Deutschland bisher noch recht wenig bekannt und selten ausgeführt worden, was wohl hauptsächlich darauf zurückzuführen ist, daß eingehendere Veröffentlichungen über dieses Verfahren fast ganz fehlen. In der einschlägigen Literatur[1]) wird die Druckluft-Kanalisation nur kurz erwähnt. Ihre Vorzüge vor andern Arten der Abführung städtischer Abwässer sind jedoch so wesentlich, daß ich es für wertvoll halte, eine Darstellung des Verfahrens und der Allensteiner Anlage nach dreizehnjährigem Betriebe zu veröffentlichen.

Die Stadt Allenstein liegt zu beiden Seiten des Alleflusses auf stark hügeligem Gelände, das zur ostpreußischen Seenplatte gehört. Man kann deutlich vier Hügel erkennen, die durch das tief eingeschnittene Alletal getrennt sind. Die Höhenunterschiede im Stadtgebiet betragen bis zu 35 m, und längere Straßenzüge zeigen ein wiederholt wechselndes Gefälle, sogen. Kamelrücken. Allenstein, in den 70er Jahren noch eine unbedeutende Kreisstadt von kaum 6000 Einwohnern, ist seitdem durch das Zusammenwirken verschiedener günstiger Einflüsse in ungewöhnlicher Weise gewachsen und zählt zurzeit 35000 Einwohner.

Nach umfangreichen Vorarbeiten wurde im Dezember 1896 der Bau des Wasserwerkes und der Kanalisation beschlossen, letztere nach dem Trennverfahren, so daß sie nur zur Abführung der Fäkalien, Haus- und Industriewässer dient, während das Tagewasser wie bisher oberirdisch und durch vorhandene Regenwasserkanäle dem Vorfluter zufließt. Bei den günstigen Gefällverhältnissen haben sich hierbei auch späterhin keine Schwierigkeiten herausgestellt.

Beim Entwurf der Kanalisation ergaben sich als Folge der eigenartigen Bodengestaltung und der großen Höhenunterschiede besondere Schwierigkeiten, so daß eine Schwemmkanalisation mit Pumpwerk und nur einem Tiefpunkt als Sammelstelle für das gesamte Abwasser die ganz ungewöhnlich hohen Baukosten von etwa 1,4 Mill. ℳ erfordert haben würde, wobei man die Abwässer doch noch künstlich hätte heben müssen.

Diese ungünstigen Verhältnisse gaben den Anlaß, die im Jahr 1896 auf der Berliner Gewerbeausstellung zum erstenmal in Deutschland ausgeführte Druckluft-Kanalisation nach dem Verfahren von Shone auch für Allenstein zu wählen. Derartige Kanalisationsanlagen waren damals in England, Nord-Amerika und Ostindien schon in vielen Städten ausgeführt und hatten sich dort gut bewährt, wovon sich die Stadtverwaltung durch einen nach England gesandten Studienausschuß überzeugte. Die Gesellschaft Hydor in Berlin erhielt nun den Auftrag, einen Entwurf für die eigenartige Entwässeranlage der Stadt Allenstein anzufertigen. Für die Einteilung des ganzen Entwässerungsgebietes in kleinere Bezirke waren die vorhandenen Tiefenlagen und das Bestreben maßgebend, kurze Sammelleitungen mit möglichst günstigem Gefälle zu erhalten, wodurch der Vorteil erreicht werden sollte, geringe Rohrweiten verwenden zu können. Hiernach ergab sich die Einteilung des Stadtgebietes in 7 Bezirke, deren Tiefpunkte ganz unabhängig voneinander gewählt werden konnten.

Die Anlage wurde sodann nach dem Entwurf ausgeführt und besteht aus der Gefälleleitung und den Druckluftanlagen.

Die Gefälleleitung unterscheidet sich nur dadurch von der gewöhnlichen Schwemmkanalisation, daß sie durch die Einteilung des Entwässerungsgebietes in kleinere Bezirke mit verhältnismäßig kurzen Sammelsträngen und durch die Anwendung des Trennverfahrens ermöglichte, fast ausschließlich nur 20 cm weite Tonröhren mit guten Gefällen zu verwenden, was von großem Einfluß auf die Ermäßigung der Baukosten war. Diese Gefälleleitung führt dem Tiefpunkte jedes Bezirkes das Schmutzwasser mit natürlichem Gefälle zu und ist wie jede Schwemmkanalisation mit Reinigungsschächten und Spülvorrichtungen versehen.

Die Druckluftanlagen umfassen die Ejektorstationen, das Druckluftwerk und die Rohrleitungen. An dem tiefsten Punkte jedes Entwässerungsbezirkes fließen die Schmutzwässer zusammen und werden von dort durch Ejektoren aus der Stadt entfernt. Je zwei Ejektoren sind mit ihrem Zubehör, wie Schieber, Rohrleitungen usw., in einer unterirdischen Kammer untergebracht. Diese Kammern, Fig. 1, sind aus gußeisernen Tübbings wasserdicht hergestellt und überwölbt, so daß der Straßenverkehr ungehindert über sie hinweggeht. Die Ejektoren sollen die mit natürlichem Gefälle aus den Straßenleitungen zufließenden Schmutzwässer aufnehmen und in das gußeiserne Sammeldruckrohr hineinschaffen, das zum Mündungspunkte der Kanalisation führt.

Diese Aufgabe wird folgendermaßen erfüllt. Die die Gefälleleitungen darstellenden Tonrohre a und b, Fig. 1, münden in einen mit Einsteigöffnung versehenen Sammelschacht. Aus diesem fließen die Abwässer mit natürlichem Gefälle durch das Zuleitungsrohr c in den gußeisernen Ejektor d. In das Rohr c sind ein Absperrventil e und eine pendelnd aufgehängte schmiedeiserne Scheibe f mit Lederdichtung als Rückstauklappe eingeschaltet. Das Wasser steigt nun im Ejektor d allmählich, bis es unter die Glocke g tritt. Dadurch hebt sich die Glocke mit der Stange h und der Schale i. Die Stange h geht durch eine Stopfbüchse k und bringt, wenn sie gehoben wird, den Umsteuerhebel l in die punktierte Lage. Hierdurch wird der Schieber m umgesteuert, der nun der durch das Rohr n zugeführten Druckluft den Eintritt in den Ejektor gestattet. In das Rohr n ist ein Wassertopf o eingeschaltet, der das aus der Druckluft sich ausscheidende Niederschlagwasser zurückhält.

Fig. 1.

Unterirdische Kammer mit zwei gußeisernen Ejektoren von je 1,5 cbm Inhalt.

Maßstab rd. 1 : 75.

Die Druckluft treibt durch ihren Ueberdruck von 3,2 bis 3,4 at den Inhalt des Ejektors mit allen Sinkstoffen durch das Druckrohr p und die sich daran anschließende Schmutzwasser-Druckleitung nach der Kläranlage. In das Druckrohr p sind eine zweite Rückstauklappe q für den Auswurf und ein Absperrventil r eingeschaltet. Ist der Wasserstand im Ejektor bis unter die mit Wasser gefüllte Schale i gefallen, so zieht diese durch ihr Gewicht die Stange h und damit die Glocke g wieder in ihre ursprüngliche, in Fig. 1 dargestellte Lage zurück, der Steuerhebel l nimmt ebenfalls seine erste Lage ein, der Schieber m sperrt den Zutritt der Druckluft wieder ab und öffnet für diese das Auspuffrohr s, das zu einem seitwärts im Freien aufgestellten 6 m hohen Standrohr führt. Der Zulauf von Schmutzwasser ist während der nur 20 bis 30 sk dauernden Auswurfzeit durch die Einlaufklappe abgesperrt. Nach dem Druckausgleich öffnet sich die Einlaufklappe selbsttätig, der Ejektor füllt sich wieder und der beschriebene Arbeitsvorgang beginnt von neuem.

Das Druckluftwerk enthält die Kompressoren bekannter Konstruktion, die Druckluft von etwa 3,4 at Ueberdruck erzeugen. Es wurde, um die Personal- und sonstigen Betriebskosten möglichst niedrig zu halten, mit dem Wasserwerk vereinigt; beide Werke sind in einem Gebäude untergebracht und haben eine gemeinschaftliche Dampfkesselanlage. Die liegenden Antriebmaschinen sind mit den Kompressoren in Tandemanordnung gekuppelt.

Zum Druckluftwerke gehören sodann 3 (ursprünglich 2) große schmiedeiserne Windkessel als Vorratbehälter für die Druckluft, um bei gleichzeitigem Arbeiten mehrerer Ejektoren

[1]) Frühling, Blasius und Büsing, Moore u. a.

genügend Druckluft zur Verfügung zu haben; denn der Inhalt der Rohrleitung würde hierzu allein nicht ausreichen.

Die gußeisernen Rohrleitungen.

Eine gußeiserne Rohrleitung führt die Druckluft den Ejektorstationen zu. Sie beginnt am Druckluftwerke mit 200 mm l. W. und endet, von Station zu Station schwächer werdend, mit 80 mm l. W. Diese geringe Weite haben auch die kurzen Zweigleitungen, die von der Hauptleitung nach den einzelnen Stationen führen. Die Druckluftleitung ist mit Absperrschiebern und Wassertöpfen versehen.

Die Schmutzwasser-Druckleitung besteht aus zwei Strängen, von denen der längere, der für fünf Stationen bestimmt ist, mit 200 mm l. W. beginnt und, von Station zu Station stärker werdend, mit 400 mm l. W. endet, während der kürzere Strang, der vorläufig nur für zwei Stationen, aber für einen sich stärker entwickelnden Stadtteil bestimmt ist, eine lichte Weite von 250 mm hat. Beide Leitungen sind so ausreichend bemessen, daß sie noch das Wasser von mehreren Ejektorstationen aufnehmen können. So befinden sich z. Z. noch zwei Stationen im Bau, die an den längeren Strang angeschlossen werden sollen.

Im Juni 1898 wurde der Bau der Druckluft-Kanalisation begonnen, und am 1. August 1899 wurde sie in Betrieb genommen. Der Bau des eigenartigen und größten Werkes dieser Art in Deutschland wurde damals vielfach als ein Wagnis angesehen. Die Entwässerung mittels Druckluft hatte im allgemeinen mehr Gegner als Freunde; handelte es sich doch um ein noch wenig bekanntes Kraftmittel, das bis dahin zur Förderung von Flüssigkeiten und noch dazu von solchen, die mit groben Sinkstoffen reichlich beladen sind, wenig oder gar nicht benutzt worden war. Man stand deshalb allen Entwässerungsverfahren recht mißtrauisch gegenüber, die von der bekannten Schwemmkanalisation mit ihren bewährten alten Pumpwerken abwichen. In England waren jedoch von weitsichtigen Fachleuten und Gemeindeverwaltungen die Vorzüge der Shoneschen Ejektoren erkannt und ausgenutzt worden, so daß dort schon im Jahr 1895 mehr als 30 Orte derartige Entwässerungsanlagen besaßen und mit gutem Erfolge betrieben. Der nach England entsandte städtische Studienausschuß hatte deshalb kein Bedenken, den städtischen Körperschaften den Bau der Druckluft-Kanalisation als für Allenstein besonders geeignet zu empfehlen. Die in den verflossenen 13 Jahren gesammelten Erfahrungen im Betriebe dieses Werkes haben die Hoffnungen, die man an die Einführung der Druckluftentwässerung geknüpft hatte, in vollem Umfang erfüllt. Das Werk hat sich in allen Teilen gut bewährt, und der Betrieb ist einfach, sicher und billiger, als der Betrieb gewöhnlicher Pumpwerke für Schmutzwasser.

Ueber die Einzelheiten des Betriebes und seine Kosten liegen meines Wissens aus Deutschland noch keine Veröffentlichungen vor. Im nachstehenden sind daher die im 13jährigen Betriebe gesammelten Erfahrungen, die anfänglich aufgetretenen Mißstände und die Betriebkosten etwas eingehender behandelt.

Zum besseren Verständnis dieser Ausführungen mögen zunächst die folgenden Zahlen über den Umfang der Entwässeranlagen zur Zeit der Inbetriebnahme und nach dem jetzigen Stande dienen:

		am 1. August 1899	am 1. April 1912
Gefälleleitungen	m	18312	28097
Druckluftleitung	»	5688	5781
Schmutzwasser-Druckleitung	»	4870	4870
Kompressoren	{	2 von 100 PS Gesamtleistung	3 von 225 PS Gesamtleistung
Einwohnerzahl des ganzen Entwässerungsgebietes	{	19443 im Jahre 1899	30 000 im Jahre 1911
von den Kompressoren verdichtete Luftmenge	cbm	1 409 203	3 437 031
geförderte Schmutzwassermenge	»	293 070	731 162
Luftansaugung auf 1 cbm Wasser	»	4,8	4,7

Neubaukosten des Werkes 624 500 ℳ; Zugang bis 1. April 1912 67 900 ℳ.

In den ersten Betriebsjahren kamen mancherlei Störungen im Betriebe der Ejektoren vor. Bei den hier vorhandenen sehr beträchtlichen Höhenunterschieden in der Druckleitung (bis zu 23 m) erwies sich die in England gebräuchliche, als fliegender Kolben ausgebildete Ventilsteuerung nicht als genügend zuverlässig; es entstanden bei den Auswürfen derartig starke Stöße in den Apparaten, daß zwei Ejektoren, Modell B, und wiederholt mehrere gußeiserne Klappengehäuse zersprangen. In einer Station platzte sogar die gußeiserne Luftzuführungssäule, die die Steuereinrichtung trägt, und das Ersatzstück wurde deshalb durch Rippen verstärkt. Bei der eigenartigen Form der Klappengehäuse und Ejektoren ist anzunehmen, daß Spannungen im Guß vorhanden waren, welche durch die Stöße ausgelöst wurden und dadurch das Zerspringen verursachten. Auch die aus Rotguß angefertigten Steuerventile litten sehr unter diesen heftigen Stößen, so daß die etwa 15 mm dicke Verbindungsstange zwischen den beiden Ventilkolben wiederholt brach.

Abhülfe der vorgenannten Mängel wurde in folgender Weise geschaffen:

1) Die zersprungenen Ejektoren wurden durch neue in der bisherigen Form, jedoch mit stärkeren Wandungen ersetzt. Da mit einem Nutzinhalt von 1,4 bis 1,5 cbm aus praktischen Gründen die Grenze für die Ausführung in Gußeisen erreicht ist, so werden zurzeit für eine Station, für die das größte Modell nicht mehr ausreicht, zwei Ejektoren aus 15 mm dickem Kesselblech von je 4 cbm Nutzinhalt angefertigt, Fig. 2.

Fig. 2.
Ejektor aus Kesselblech von 4 cbm Nutzinhalt.
Maßstab rd. 1 : 75.

2) Sämtliche gußeisernen Klappengehäuse wurden durch solche aus Mitisguß ersetzt, was sich ausgezeichnet bewährt hat; denn es ist seitdem keine Beschädigung mehr vorgekommen.

3) Zur Beseitigung der leidigen Stöße bei dem Umschalten der Steuerung und bei Beginn des Auswurfes wurde zuerst neben dem durch den Schwimmer auszulösenden Hebel mit schwerem Gegengewicht eine kleine Zusatzsteuerung angebracht, die, vom großen Hebel durch einen Daumen ausgelöst, unmittelbar das Steuerventil betätigt. Diese Zusatzsteuerung arbeitete zwar gut, milderte die starken Rückstöße aber nicht in dem gewünschten Maße. Nach längeren Versuchen mit einer neuen Ventilkonstruktion, bei der der fliegende Kolben durch zwei entlastete Ringschieber ersetzt war, und die nur den Mangel eines zu großen Verlustes an Druckluft hatte, gelang es, vollständige Abhülfe dadurch zu schaffen, daß unter Beibehaltung der alten Ventilkonstruktion der große Hebel mit dem Gegengewicht ganz beseitigt und durch ein über eine Laufrolle geführtes Drahtseil mit Gewicht ersetzt wurde, Fig. 2. Zwischen diesem Drahtseil und der Spindel befindet sich als Verbindung eine Flacheisenstange, die durch zwei Gelenkstege lose geführt und mit je einem Mitnehmer für die höchste und die niedrigste Stellung versehen ist; diese Mitnehmer lösen die vorerwähnte Zusatzsteuerung aus. Gleichzeitig wurde an Stelle der häufig schadhaft werdenden kupfernen Schwimmerglocke im Innern des Ejektors ein runder, aus Kiefernbohlstücken zusammengesetzter Schwimmer verwendet. Seitdem sind die Stöße so schwach, daß sie schadlos verlaufen, und es wurde ein durchaus sicherer und ununterbrochener Betrieb der Ejektoren erreicht, so daß in den letzten drei Jahren keine Beschädigung oder sonstige Betriebsunterbrechung an den im Gebrauch befindlichen 14 Apparaten vorgekommen ist[1]).

Die anfangs gehegte Befürchtung, daß sich Sand, schwere Sinkstoffe und Kanalfett im Schmutzwasser-Druckrohr ablagern würden, daß sich dadurch sein Querschnitt verengen könnte und infolgedessen ein höherer Arbeitsdruck erforderlich werden und die Betriebkosten sich erhöhen würden, hat sich als grundlos erwiesen. Bei der Beseitigung einiger Rohrbrüche und beim Auswechseln eines unbrauchbar gewordenen Schiebers ist festgestellt worden, daß das Druckrohr frei von allen Ablagerungen und fast metallisch blank war, was auf die Reibung bei der großen Geschwindigkeit des Schmutzwassers zurückzuführen ist.

---

[1]) Wesentlich beteiligt an den Arbeiten zur Vervollkommnung der Ejektoren und Steuervorrichtungen ist Zivilingenieur Boswell-Prietsch, Direktor der ehemaligen Gesellschaft Hydor, der auch die Druckluft-Kanalisation von Allenstein entworfen hat.

Auch ganz grobe Schwimmkörper, die mitunter in die Kanalisation gelangen, wie Wäschestücke, Lappen, Holzteile, Bürsten, Knochen, Obstschalen, Eingeweide usw., werden mit recht wenigen Ausnahmen von der Druckluftkanalisation nach der Kläranlage befördert und dort durch eine Sieb-anlage ausgeschieden. Zuweilen kommt es vor, daß sich ganz große Stücke in den Klappen festsetzen, was indessen jedesmal bald durch die weiter unten beschriebene Betriebsüberwachung ermittelt und durch die Reinigungsöffnungen leicht beseitigt wird.

Alle Ejektorstationen werden täglich nachgesehen; die durch Umlaufzähler ermittelte Zahl der Auswürfe wird dabei aufgeschrieben und im Tagesbericht vermerkt. Hierdurch wird jede Abweichung vom regelmäßigen Betriebe schnell ermittelt, und der Ursache kann sofort nachgegangen werden. Ferner befinden sich in der Geschäftstelle des Wasserwerkes und bei der entferntest liegenden Ejektorstation je ein Druckschreiber, die an die Druckluftleitung angeschlossen sind und den Druck in ihr sowie jeden Ejektorauswurf der nächstliegenden Station aufzeichnen. Diese beiden Betriebsüberwachungen haben sich in der langen Zeit gut bewährt, sind zusammen vollkommen ausreichend, um jede Unterbrechung bald zu ermitteln, und dabei wenig kostspielig. Das tägliche Nachsehen der 7 Ejektorstationen erfordert etwa 4 Arbeiterstunden.

Die Leistungsfähigkeit der Druckluft-Entwässerung und insbesondere der Ejektoren ist stark unterschätzt und es ist vielfach bezweifelt worden, daß dieses Entwässerungsverfahren bei wachsender Bevölkerung den Ansprüchen längere Zeit ohne wesentliche Erweiterung der Rohrleitungen und Einrichtungen genügen werde. In der sehr schnell wachsenden Stadt Allenstein habe ich während der verflossenen 13 Jahre die beste Gelegenheit gehabt, Erfahrungen über die Leistungsfähigkeit des Werkes und über die Grenzen seiner Ausnutzung zu sammeln; ich führe als Beweis die nachstehenden Betriebszahlen an:

Zur Verdichtung von 1 cbm Luft wurden 0,167 kg Kohle, zur Förderung von 1 cbm Schmutzwasser 0,942 kg Kohle verbraucht, oder mit 100 kg Kohle wurden rd. 598 cbm Luft verdichtet und 106 cbm Schmutzwasser gefördert.

Es kostete somit:

1) das Ansaugen und Verdichten von 100 cbm Luft:

a) an Steinkohlen	35,65 ₰
b) » Kühlwasser	1,55 »
c) » Putz- und Schmiermitteln	3,64 »
d) » Gehältern und Löhnen	11,94 »
zusammen	52,78 ₰

oder von 1 cbm Luft 0,53 ₰;

2) die Förderung von 100 cbm Schmutzwasser:

a) an Kohlen	207,73 ₰
b) » Kühlwasser	8,75 »
c) » Putz- und Schmiermitteln	20,54 »
d) » Gehältern und Löhnen	67,27 »
zusammen	304,29 ₰

oder von 1 cbm Schmutzwasser 3,04 ₰.

Die Betriebskosten betrugen für den Kopf und das Jahr 0,67 ℳ, die Kosten des ganzen Abwässerbetriebes einschließlich Kläranlage, Verzinsung und Tilgung des insgesamt angelegten Kapitals für den Kopf und das Jahr im Mittel 2,66 ℳ.

Zum Schluß seien noch einige Vorzüge erwähnt, welche die Druckluftentwässerung vor andern Verfahren aufweist:

1) Unabhängigkeit von den Gefällverhältnissen und der Geländebildung, weil das Entwässerungsgebiet in beliebig viele Bezirke mit je einem Tiefpunkt für die Ejektorstation geteilt werden kann.

2) Die Möglichkeit der Verwendung von Röhren praktisch kleinster lichter Weiten für die Gefälleleitung und die Ersparung großer kostspieliger Stammsiele.

3) Bei dem Entwurf der Erstanlage braucht auf die spätere Vergrößerung keine oder doch nur geringe Rücksicht ge-

im Wirtschaftsjahr	Zahl der an die Kanalisation angeschlossenen Einwohner	im ganzen geförderte Schmutzwassermenge cbm	Förderung der einzelnen Ejektorstationen 1 B[1]) cbm	1a B cbm	2 B cbm	3 A[1]) cbm	4 B cbm	5 A cbm	6 A cbm
1900	19 443	293 069	65 744	62 664	22 792	24 030	**85 708**	12 966	19 156
1905	23 564	525 691	122 339	97 440	34 272	38 646	155 932	48 816	28 243
1910	27 800	731 162	130 648	106 890	91 490	44 202	**241 220**	74 784	41 736
1910 durchschnittliche Förderung an einem Tage		2 003	358	300	251	121	661	205	114
höchste Zahl der täglichen Auswürfe		—	446	344	389	389	**1 062**	528	440
höchste Zahl der stündlichen Auswürfe		—	18	15	16	16	**44**	22	18
am 1. Dez. 1910 angeschlossene Einwohner		—	6 073	2 997	3 063	2 561	**10 363**	1 968	745

[1]) Bauform der Ejektoren.

Die Ejektorstation 4 entwässert einen sich ganz besonders schnell entwickelnden Stadtteil, dessen Einwohnerzahl in den letzten 10 Jahren von 5360 auf 10363 angewachsen ist, sich also verdoppelt hat; die von dieser Station geförderte Schmutzwassermenge ist sogar um das Dreifache, nämlich von 85708 auf 241220 cbm gestiegen, so daß die Ejektoren jetzt bis zu 50 Auswürfe in der Stunde machen müssen. Damit sind sie allerdings an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt, und diese Station wird deshalb jetzt durch Einbau von zwei neuen schmiedeisernen Ejektoren nach Fig. 2 von je 4 cbm Förderung für jeden Auswurf vergrößert. Diese Vergrößerung, die Anlage von zwei neuen Ejektorstationen und die Anschaffung eines dritten elektrisch betriebenen Kompressors für 3000 cbm-st Luftansaugung sind aber nicht etwa die Folge von Mängeln des Entwässerungsverfahrens, sondern nur durch das Wachsen der Stadt und zur besseren Ausnutzung des städtischen Elektrizitätswerkes erforderlich geworden.

Hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit des Betriebes hat sich nach vierjährigem Durchschnitt folgendes ergeben:

Zur Förderung von 564870 cbm Schmutzwasser im Jahre wurden 3181970 cbm Luft angesaugt und auf 3,4 at Ueberdruck verdichtet, oder auf 100 cbm Schmutzwasser 565 cbm Luft. Zu dieser Arbeit wurden verbraucht:

a) 532060 kg oberschlesische Steinkohle	11358 ℳ
b) 4010 cbm Kühlwasser für die Kompressoren	494 »
c) Putz- und Schmiermittel	1160 »
d) Gehälter und Löhne für den Betrieb	3800 »
zusammen	16812 ℳ

nommen zu werden, weil sich jederzeit für neue Entwässerungsgebiete neue Ejektorstationen anlegen lassen, die nur des Anschlusses an die Schmutzwasser-Druckleitung, die mit einem Stammsiel verglichen werden kann, und an die Druckluftleitung bedürfen.

4) Es ist geringeres Anlagekapital erforderlich als bei der gewöhnlichen Schwemmkanalisation mit weiter Rohrleitung und Pumpwerk, und die Betriebskosten sind gering.

5) In der Druckrohrleitung werden die weicheren Schwimmkörper, auch Papier, stark zerrieben. Dieses Zerreiben der Schwimmkörper erleichtert das Klären der Abwässer und die Ausnutzung der darin enthaltenen Düngstoffe für die Landwirtschaft.

Als einen Nachteil könnte man die tägliche Ueberwachung der räumlich weit auseinander liegenden Ejektorstationen ansehen. Die Kosten dafür (etwa 1400 Arbeiterstunden im Jahr) sind jedoch nicht sehr beträchtlich und sind zum Teil auf die Unterhaltung zu rechnen, weil die Einrichtungen beim Nachsehen auch äußerlich gereinigt und erforderlichen Falles geölt werden. Einer dauernden und sorgfältigen Beaufsichtigung bedarf aber auch jede andre Kanalisation.

Die Druckluft-Kanalisation wird außer zum Entwässern einzelner tiefgelegener Orte auch vorteilhaft zum Entwässern einzelner tiefgelegener Grundstücke in Städten mit Schwemmkanalisation verwendet, um die Abwässer solcher Grundstücke in das höher liegende Stammsiel zu befördern. Derartige Anlagen haben u. a. das Parlamentsgebäude in London und die Philharmonie in Berlin.

In den letzten Jahren ist die Anwendung der Druckluftejektoren durch den Zivilingenieur Leon Gartzweiler in Berlin-Friedenau wesentlich vereinfacht worden, der die Steuerung des Ejektors, Bauart Aegir, mit einem elektrischen Schnappschalter vereinigt hat. Hierdurch fällt der als Akkumulator dienende Preßluftbehälter fort, und der durch einen Elektromotor angetriebene, durch die Steuerung beeinflußte Kompressor arbeitet unmittelbar auf den Ejektor. Diese Einrichtung hat sich als Einzelstation zum Heben von Abwässern aus tiefer gelegenen Bezirken und Grundstücken gut bewährt.

Allenstein.

R. Luckhardt,
Direktor des Gas- und Wasserwerkes
in Allenstein.

Jahresversammlung des Deutschen Museums in München. In der am 4. v. Mts. abgehaltenen Ausschußsitzung des Deutschen Museums machte Dr.-Ing. Osk. v. Miller Mitteilungen über die Studienreise nach den Vereinigten Staaten von Amerika, die er im Frühjahr in Begleitung eines Stabes von Beamten des Deutschen Museums unternommen hatte. Die Reise sollte dazu dienen, amerikanische Bibliothekeinrichtungen zu studieren, um die gewonnenen Erfahrungen demnächst beim Bau der Bibliothek des Deutschen Museums zu verwerten; ferner wollte man die zum Teil gewaltigen Ingenieurwerke Amerikas, die vom Deutschen Museum unter allen Umständen berücksichtigt werden müssen, kennen lernen, und schließlich sollten auch persönliche Beziehungen angeknüpft werden. Solche Beziehungen sind in der Tat in erfreulichem Maße gewonnen worden. Die Ausbeute des Studiums der Bibliothekeinrichtungen wird vom Deutschen Museum erst später verwertet werden; denn der Bau des

Fig. 3.

Bibliothekgebäudes wird um einige Jahre zurückgestellt werden, schon deswegen, weil heute und in nächster Zeit die Kohleninsel, auf der der Neubau des Museums steht, keinen Platz für die erforderlichen Baumaterialen bieten würde. Der Rohbau des eigentlichen Museumsgebäudes ist fertig, und es verbleibt nun noch als Aufgabe der nächsten Jahre die Herstellung der inneren Einrichtung. Die Eröffnung des Museums ist im Herbst 1915 in Aussicht genommen.

Von Stiftungen, die bei Gelegenheit der Jahresversammlung dem Deutschen Museum dargebracht wurden, ist in erster Linie die bis ins einzelne getreue Nachbildung in wirklicher Größe der im Kensington-Museum zu London ausgestellten Dampfmaschine von Watt zu nennen; die von Berliner Mitgliedern des Deutschen Museums gestiftete Maschine, s. Fig. 3, die nach genauen Aufnahmen des Originals von den Münchener Hauptwerkstätten der Bayerischen Staatsbahnen angefertigt worden ist, konnte den Besuchern im Betriebe vorgeführt werden. Ferner ist von 32 Schiffswerften das nach noch vorhandenen Plänen hergestellte Modell von Nelsons Admiralsschiff »Victory« gestiftet worden, das besonders dadurch interessant ist, daß es die vollständige Segelausrüstung zeigt. Schließlich wurde dem Ausschuß auch die von W. von Dyck verfaßte Biographie Georgs von Reichenbach vorgelegt, die erste aus einer Reihe literarischer Arbeiten ähnlichen geschichtlichen Charakters, die das Deutsche Museum herauszugeben unternommen hat.

Ein neues großes Elektrizitätswerk in Spanien ist im Bau. Die Gesellschaft Energia Electrica de Cataluña hat die Ausnutzung leistungsfähiger Wasserkräfte in den Pyrenäen und die Stromübertragung nach der Provinz Catalonien übernommen. Damit die Stromlieferung nicht bis zur Fertigstellung der Wasserkraftwerke hinausgeschoben werde und in Zukunft eine ausreichende Dampfanlage zur Aushülfe bereitstehe, hat die Gesellschaft zunächst mit der Errichtung eines großen Dampfkraftwerkes begonnen, das in San Adrian de Besos, 7 km von Barcelona entfernt, unmittelbar am Mittelmeer gelegen ist. Inzwischen wird auch der Bau der Wasserkraftanlagen in den Pyrenäen gefördert. Das erste hier auszunutzende Gefälle beträgt 800 m und kann bei vollem Ausbau 50000 PS liefern. Die gesamten der Gesellschaft gehörigen Wasserkräfte entsprechen einer Leistung von 150000 PS. Angesichts der allgemeinen wirtschaftlichen Lage in Spanien muß aber doch bezweifelt werden, daß eine genügende Absatzmöglichkeit für so große Leistungen besteht, zumal als Leistung des jetzt im ersten Ausbau bald vollendeten Dampfkraftwerkes San Adrian 100000 PS genannt werden. Die Gebäude dieses Werkes werden in Eisenbeton von einer Baugesellschaft in Barcelona ausgeführt. Als Kessel sind Wasserrohrkessel, Bauart Delaunay-Belleville, aus der Fabrik in Saint-Denis gewählt. Die Dampfturbinen und Stromerzeuger werden von der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Werk Belfort, die Transformatoren des Kraftwerkes sowie der Nebenwerke von einer deutschen Firma geliefert. Der Strom wird zunächst mit 80000 V Spannung unter Verwendung von Hängeisolatoren einer Haupt-Transformatorenstelle zugeführt, wo die Spannung auf 11000 V herabgesetzt wird. Das Verteilnetz führt 110 bis 220 V. (The Engineer 11. Oktober 1912)

Der neue dreifach gegliederte Straßenbahnwagen für Boston. Die Bostoner Straßenbahn konnte früher mit Rücksicht auf die engen und stark gekrümmten Straßen der Stadt nur verhältnismäßig kleine Wagen von 7,6 und 6,1 m Kastenlänge mit zweiachsigem Untergestell verwenden. Man hat zwar in neuerer Zeit größere Wagen mit zwei Drehgestellen angeschafft, aber die Straßenbahn-Gesellschaft mußte sich nach einer wirtschaftlichen Ausnutzung ihres großen Bestandes an zweiachsigen Wagen umtun. Unwirtschaftlich wirkt bei diesen Wagen hauptsächlich der Umstand, daß jeder mit einem Wagenführer und Schaffner zu besetzen ist, die je einen Wochenlohn von etwa 50 ℳ beziehen. Die Straßenbahn-Gesellschaft hat nun eine Besserung dieses Mißstandes dadurch herbeigeführt, daß sie nach einer Konstruktion ihres Werkstättenleiters Lindall zwei 6 m-Wagen durch Einhängen eines gelenkigen Mittelabteiles zu einem Ganzen verbunden hat. Der eingehängte Mittelabteil ist mit Türen und Klappstufen versehen und enthält den einzigen Zugang zum Wagen. Hier ist der Platz für den Schaffner, der den Fahrgästen das Fahrgeld beim Eintritt abzunehmen hat, was ja in Amerika das einzige Mittel ist, um alle Fahrgelder einzunehmen; denn eine Nachprüfung durch Ausgabe von Fahrscheinen ist dort nicht durchführbar. Der Mittelabteil dient weiter als Zugang zu den beiden Wagen und enthält außerdem noch einige Stehplätze. Durch diese Anordnung ist es möglich geworden, mit einem Wagenführer und einem Schaffner bis zu 144 Fahrgästen in einem derartigen Wagen, der 56 Sitzplätze enthält, abzufertigen und zu befördern. Die Fahrgäste können den Wagen durch den Mittelabteil und über die Plattform des vorderen Wagens verlassen.

Der neue mehrgliedrige Wagen, der Krümmungen von 12 und 11 m Halbmesser durchfahren kann, ist über die Buffer 19,16 m lang, wovon 3,8 m auf den eingehängten Mittelabteil entfallen. Die Wagen haben je 1,98 m Radstand, und der Mittenabstand der beiden Untergestelle beträgt rd. 10 m. Da unter dem Mittelabteil kein Untergestell mit Rädern vorhanden ist, konnte dessen Boden tiefer gelegt werden, und der aufklappbare Tritt, der zum Wagen führt, liegt nur 35 cm über der Straßenoberfläche, und 33 cm unter dem Boden des Abteils, der wiederum 12,7 cm tiefer als der Boden der beiden Endwagen liegt. Die gegliederten Wagen wiegen 17,6 t. Sie sind mit vier Motoren und zwei Fahrschaltern ausgerüstet. Auf geeigneten Strecken können sie eine Geschwindigkeit von 37 km/st entwickeln. Insbesondere beim Anfahren können sie stark beschleunigt werden, da jede

Achse mit einem Motor versehen ist. (Electric Railway Journal 5. Oktober 1912)

Die Entwicklung der bayerischen Motorpostlinien im Laufe der Jahre 1908 bis 1911, s. die Zahlentafel, zeigt, daß der Versuch, dem Verkehrsbedürfnis des schwach bevölkerten bayerischen Hochlandes durch Motoromnibuslinien abzuhelfen, als endgültig gelungen angesehen werden kann. Der Betrieb,

		1908	1909	1910	1911
Einnahmen:					
aus dem Personenverkehr	*M*	471 290,29	587 442,35	1 082 771,25	1 283 529,75
» » Güterverkehr	»	22 696,59	47 700,49	63 509,00	87 685,55
» ersparten Poststall-Vergütungen	»	47 011,26	85 681,45	160 153,91	240 752,00
» Leistungen der Beteiligten	»	—	4 206,68	8 000,00	3 150,00
insgesamt	*M*	540 998,14	725 030,97	1 314 434,16	1 615 117,30
desgl. auf 1 Motorwagenkilometer	»	0,74	0,64	0,67	0,61
Ausgaben:					
persönliche	*M*	99 630,02	134 451,35	223 242,57	301 922,15
für Benzin und Benzol	»	63 738,68	80 830,11	135 261,17	157 814,74
» Gummireifen	»	80 417,78	88 339,35	140 671,02	179 823,65
» sonstige Betriebstoffe	»	32 945,51	43 658,69	38 398,48	49 347,24
» den Werkstättendienst	»	65 081,38	76 170,24	159 675,21	268 493,47
Gesamt-Betriebsausgaben (einschl. Verschiedenes)	»	364 009,99	451 020,13	748 888,63	1 007 206,82
Abschreibungen	»	100 100,62	154 394,72	172 680,62	237 931,34
Gesamt-Ausgaben	*M*	464 110,61	605 414,85	921 569,25	1 245 138,16
desgl. auf 1 Motorwagenkilometer	»	0,64	0,538	0,469	0,463

der zurzeit mit einem Anlagekapital von 3,516 Mill. *M* arbeitet, umfaßte am Schluß des Betriebsjahres 1911 nicht weniger als 53 ständige und 19 Sommerlinien mit 1579 km Gesamtbetriebslänge und einen Park von 152 Motoromnibussen, 12 Motorlastwagen und 62 Anhängern. Der Ueberschuß der Einnahmen über die Ausgaben ergibt nach Abzug von 72513 *M* Verwaltungskosten eine Verzinsung des Anlagekapitals von 8,4 vH. Aus der fortlaufenden Abnahme der Einnahmen auf 1 Motorwagenkilometer ist zu schließen, daß allmählich immer weniger rentierende Linien in Betrieb genommen worden sind, deren Fehlbeträge zum Teil die Ueberschüsse andrer Linien aufzehren. Mit dem Wachsen des Betriebes nehmen aber auch die Ausgaben auf 1 Motorwagenkilometer ab, wenngleich nicht in demselben Maße. Solange die Verzinsung des Anlagekapitals nicht unter 5 vH sinkt, ist die weitere Ausdehnung des Betriebes noch immer wirtschaftlich durchführbar.

Preisausschreiben für eine elektrische Grubenlampe. Die bisher als Sicherheitslampen im Steinkohlenbergbau benutzten Oel- und Benzinlampen sind bei mancherlei Vorzügen nicht vollkommen schlagwettersicher. Auch die bisherigen elektrischen Grubenlampen sind noch nicht betriebsicher genug, zeigen auch weder schlagende noch matte Wetter an. Der Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund hat daher für die Herstellung einer im Betrieb brauchbaren, mit zuverlässigem Wetteranzeiger versehenen elektrischen Grubenlampe einen Preis von 25000 *M* ausgesetzt. Die Lampe und der Wetteranzeiger müssen schlagwettersicher, auch nach Beschädigung, und wenigstens 12 Stunden lang ununterbrochen betriebsbrauchbar, ferner handlich, haltbar, sicher verschließbar, einfach gebaut, einfach zu bedienen und im Betrieb wirtschaftlich sein. Der Wetteranzeiger muß mindestens in gleichem Maße wie die Benzin-Sicherheitslampe Grubengas (CH_4) und matte Wetter anzeigen. Nach 12stündiger Brenndauer muß die Lampe noch eine Leuchtkraft von wenigstens 1 HK haben.

Eisenbahnbrücke über den Ganges. Auf der ostbengalischen Eisenbahn ist bei Sara Ghat, 190 km von Kalkutta entfernt, eine zweigleisige Eisenbahnbrücke über den Ganges im Bau; bisher mußten die Reisenden von Kalkutta nach dem Himalaya bei Damookdeah mit Raddampfern über den Ganges übergesetzt werden. Da das Anlegen der Dampfer wegen der stetigen Veränderung des Fahrwassers Schwierigkeiten machte, wird jetzt die Brücke erbaut. Die Pfeiler, die tief unter das Flußbett reichen, werden mittels Senkkasten gegründet. Der Ueberbau von rd. 19500 t Gesamtgewicht besteht aus 15 Fachwerkträgern von je 109,5 m Länge und 15,86 m Höhe. Die Lieferung der Eisenkonstruktion ist zwei englischen Firmen übertragen worden. (Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 16. Oktober 1912)

Schiffe mit gewellten Seitenwänden. Für die englische Handelsflotte sind bereits vier größere Schiffe fertiggestellt und zwei weitere noch im Bau begriffen, bei denen nach der Bauart Ericsson die Seitenwände in der Längsrichtung gewellt sind. Hierdurch sollen größere Festigkeit des Schiffskörpers, größeres Ladevermögen und größere Geschwindigkeit infolge des besseren Verlaufes der Stromlinien erzielt werden. Bei einem unlängst vor der Royal United Service Institution gehaltenen Vortrag wurde auch auf die Verwendbarkeit der Ericsson-Bauart für Kriegschiffe, insbesondere für Torpedobootzerstörer, hingewiesen. Der Vortragende machte darauf aufmerksam, daß durch die Form der Seitenwände besserer Schutz gegen das Eindringen von Geschossen erzielt werde. Die Baukosten sollen nicht höher als bei gewöhnlichen Schiffen sein. Als weiterer Vorzug wird noch erwähnt, daß die Vibrationen vermindert werden und die Steuerfähigkeit der Schiffe verbessert wird. (Engineering 18. Oktober 1912)

Dieselmaschinen in der englischen Kriegsmarine. Die englische Marine hat einen Ausschuß zum Studium der Verwendung von Dieselmaschinen auf Kriegschiffen eingesetzt, der insbesondere die verschiedenen Bauarten untersuchen und gleichzeitig Versuche anstellen soll. Zu diesem Zweck sind mehrere Tankschiffe in Bau gegeben worden, welche durch Dieselmaschinen angetrieben werden. Neuerdings ist wieder ein Tankschiff von 140 m Länge und 8000 t Tragfähigkeit mit 2 Viertakt-Dieselmaschinen von zusammen 2500 PS bei Vickers Ltd. bestellt worden. Die Maschinen sollen je 8 Zylinder bekommen und 150 Uml./min machen. Zum Antrieb der Hülfsmaschinen werden vergleichende Versuche mit Dampf und Druckluft angestellt. (Engineering 18. Oktober 1912)

Der Verein beratender Ingenieure hält seine 9. Hauptversammlung am 18. und 19. November d. J. in Berlin ab. Nähere Auskünfte erteilt der Schriftführer des Vereines Hr. Kirstein, Berlin, Düsseldorfer Straße 13.

Der Umbau der Warschau-Wiener Bahn auf Normalspur. Bei der in Z. 1912 S. 1721 veröffentlichten Mitteilung handelt es sich um den Umbau auf die russische Normalspur von 1,524 m; denn die Warschau-Wiener Bahn und die Linie Warschau-Bromberg sind die einzigen russischen Bahnen, die die allgemein übliche Spur von 1,435 m haben.

Patentbericht.

Kl. 1. Nr. 243232. Magnetische Aufbereitung feinkörniger Stoffe. Stephan Brück, Berlin. Das Aufbereitungsgut wird als Trübe oder trocken in der Längsrichtung eines gleichmäßig verlaufenden Kraftfeldes geführt. Dieses wird durch einen Elektromagneten *a* erzeugt, der an einem geradlinigen oder schraubenförmigen Kanal *b*, durch den das Gut geführt wird, der Länge nach befestigt ist.

Kl. 5. Nr. 243223. Gesteinbohrmaschine. A. Wagner, Groß-Lichterfelde bei Berlin. Die mit Rechts- und Linksgewinde versehene Bohrspindel *a* wird vorgeschoben oder zurückgezogen, je nachdem die eine oder andre Seite der mit entsprechenden Gewinden versehenen Klappmutter *b*, *c* zum Eingriff gebracht wird. Die eine oder andre Mutterseite kann mittels Handgriffes *d* oder auch selbsttätig durch Anlaufen des Bundes *e* der Spindel gegen die mit der Mutter über die Spindel geführte Hülse *f* geschlossen werden.

Kl. 5. Nr. 243281. Tiefbohrvorrichtung für Drehendbohren nach oben. A. Lütschen, Erkelenz, Rhld. Die Rolle *a* an dem am unteren Bohrspindelende sitzenden Spülkopf *b* ruht auf dem Seil *c*, dessen eines Ende unter Gewichtbelastung *d* steht, während das andre zu dem Windwerk *e* geführt ist.

Kl. 7. Nr. 243997. Ziehvorrichtung. Chrysanth Zimmermann, Köln-Bickendorf. Vor der festen Ziehmatrize *a* ist ein mit einer Greifvorrichtung *b* versehener Hülfswagen *c* verfahrbar, der mit den aufklappbaren Armen *d* von den Greifern *e* des Ziehwagens *f* erfaßt und mit vorgezogen werden kann. Hierbei drückt er das vorher eingeführte vordere Ende des zu ziehenden Werkstückes *g* so weit durch die Ziehmatrize *a*, daß die Greifer *e* nach dem Zurückfahren und dem Freigeben der Arme *d* das Werkstück an seinem aus der Matrize herausragenden Ende erfassen und durchziehen können.

Kl. 7. Nr. 243193. Blockkipper. Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg. Oberhalb des Rollganges *a* ist ein durch das Vorgelege *b* schwingbarer Bügel *c* gelagert, dessen beide Seiten gleich und so gestaltet sind, daß sie den zu kippenden Block *d* oberhalb seines Schwerpunktes abstützen und ihn beim Umlegen des Bügels nach der einen oder andern Seite kippen, je nachdem der Block rechts oder links vom Bügel auf den Rollgang *a* abgesetzt wird.

Kl. 10. Nr. 243852. Aufgabetrichter für Koksöfen und dergl. Société Anonyme des Ateliers de Construction et de Chaudronnerie d'Awans, Awans, Lüttich (Belg.). In jedem Aufgabetrichter *a* ist ein Blech *b* von der Breite des Trichters drehbar befestigt, das mittels der Stellvorrichtung *c d* des Trichters eingestellt werden kann, um den Nutzraum zu regeln.

Kl. 13. Nr. 239871 (Zusatz zu Nr. 233330, s. Z. 1912 S. 494). **Wasserröhrenkessel.** L. & C. Steinmüller, Gummersbach (Rheinld.). Der Oberkessel, oder bei mehreren die seitlichen Oberkessel *a* und *b* sind durch je eine senkrechte Wand *c* in je zwei Abteile *d*, *f* geteilt.

Das Speisewasser fließt zuerst durch die äußeren Steilröhren *g*, die nicht unmittelbar vom Feuer getroffen werden, und dann durch die dem Feuer zunächst liegenden Steilröhren *h*, die somit das heißeste und reinste Wasser erhalten. Durch verschiebbare Querwände *i* in den äußersten Abteilen *f* der Oberkessel kann der Wasserumlauf geregelt werden. Durch eine Querwand *m* in den Unterkesseln *k*, *k* wird die Schlammablagerung in diesen Kesseln begünstigt.

Kl. 24. Nr. 239440. Geteilter Rost. R. V. Farnham, Skelmorlie, Ayrshire (Schottland). Für Gaserzeuger, stehende Kessel, Badeöfen usw. kann der Rost nicht in voller Breite durch die Feuertür eingebracht werden. Der Rost ist so geteilt, daß die in Führungen *b* der Platte *a* rechts und links liegenden Seitenteile *d*, *d* durch den mit seinem hinteren Ende in einen Schlitz *e* von *a* eingreifenden und vorn anhebbaren Mittelteil *c* in ihrer Lage gehalten werden.

Kl. 27. Nr. 243290. Kolbenpumpe. Pokorny & Wittekind, Maschinenbau-A.-G., Frankfurt a. M.-Bockenheim. Der den Pumpenkolben *a* antreibende Exzenterbügel *b* ist innerhalb der angetriebenen Exzenterscheibe *c* gelagert und nimmt den Zylinder *d* samt dem Kolben in sich auf.

Kl. 46. Nr. 239893. Anlaßvorrichtung für Verbrennungskraftmaschinen. A. Gotfredsen, Fredensborg (Dänemark). Zum Anlassen dient eine Feder, die so stark ist, daß sie die Motorwelle so oft umdrehen kann, bis der Motor anspringt. Ist die Maschine in vollem Gange, so wird eine Kupplung eingeschaltet und die Feder wieder aufgezogen. Dann wird die Kupplung selbsttätig gelöst.

Angelegenheiten des Vereines.

Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

In Erledigung des Beschlusses der Versammlung des Vorstandsrates vom 8. Juni d. J. in Stuttgart (s. Z. 1912 S. 1428) veröffentlichen wir nachstehend das Ergebnis der Arbeiten des Ausschusses zur Aufstellung von Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. Die »Regeln« stellen einen vorläufigen Entwurf dar, der den beteiligten Kreisen mit der Bitte übergeben wird, sich seiner zu bedienen und alle Erfahrungen, die dabei gesammelt werden, dem Ausschuß behufs späterer endgültiger Ausgestaltung der »Regeln« zufließen zu lassen. Demgemäß bitten wir alle Beteiligten, Bemerkungen und Wünsche auf Grund der von ihnen gewonnenen Erfahrungen der unterzeichneten Geschäftstelle mitzuteilen.

Geschäftstelle
des Vereines deutscher Ingenieure.

Geschäftsbericht des Ausschusses zur Aufstellung von Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Im Auftrage des Ausschusses erstattet von dem Vorsitzenden **Fr. Frölich,** Ingenieur, Düsseldorf.

Düsseldorf, im März 1910.

Im Dezember 1907 berief der V. d. I. auf Anregung seines Bochumer Bezirksvereines einen Ausschuß zur Aufstellung von Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, dem er folgende Zusammensetzung gab:

Hr. R. Bergmans, Abt.-Direktor bei der Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk bei Köln,

Hr. A. Bütow, Oberingenieur des Dampfkessel-Ueberwachungsvereines, Essen a. d. Ruhr,

Hr. Rud. Goetze, Dipl.-Ing., Lehrer an der Bergschule, Bochum,

Hr. Gust. Hußmann, Oberingenieur der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Rheinelbe bei Gelsenkirchen,

Hr. O. Krell jun., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin,

Hr. Dr. Th. Peters, Geh. Baurat, Direktor des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin,

Hr. Dr. L. Prandtl, Professor an der Universität, Göttingen,

Hr. C. Regenbogen, Betriebsdirektor der Gutehoffnungshütte, Sterkrade,

Hr. Geh. Reg.-Rat Dr.-Ing. Rietschel, Professor an der Kgl. Technischen Hochschule, Charlottenburg,

Hr. Ingenieur E. Stach, Lehrer an der Bergschule, Bochum.

Den Vorsitz übernahm Hr. Peters, die Schriftführung in der ersten Sitzung des Ausschusses war dem Berichterstatter übertragen, der damals noch im Dienste des V. d. I. stand. Anfang 1908 wurde der Berichterstatter als Vertreter des Vereines deutscher Maschinenbau-Anstalten vom Ausschusse zugewählt und mit der Schriftführung beauftragt. Außerdem wurde dem Verband deutscher Kompressoren-Fabrikanten auf seinen Wunsch ein Vertreter im Ausschuß zugebilligt und als solcher

Hr. E. Köster, Direktor der Maschinenbau-A.-G. Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M.-Bockenheim,

benannt mit dem Rechte, sich durch

Hrn. Th. Giller, Direktor der Maschinenfabrik Rudolf Meyer, Mülheim-Ruhr,

vertreten zu lassen.

Im Laufe der Arbeiten wurden noch

Hr. Otto Ellinghaus, Direktor der A.-G. R. W. Dinnendahl, Kunstwerkerhütte bei Steele,

Hr. Dr.-Ing. Georg Stauber, Professor an der Technischen Hochschule, Charlottenburg, und

Hr. Dr. techn. Karl Brabbée, Privatdozent an der Technischen Hochschule, Charlottenburg,

zu den Arbeiten des Ausschusses zugezogen und als Mitglieder zugewählt.

Bei der Erkrankung des Hrn. Peters übernahm der Berichterstatter zunächst vorläufig die Geschäftsführung des Ausschusses und wurde nach dem Tode des Hrn. Peters von dem Ausschusse mit dem Vorsitz betraut. An Stelle des Hrn. Peters entsandte die Geschäftstelle des V. d. I. in den Ausschuß:

Hrn. D. Meyer, Reg.-Baumeister a. D., Direktor des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin.

Der Ausschuß hat in seiner $2^1/_2$jährigen Tätigkeit eine große Anzahl von Sitzungen abgehalten, als deren Ergebnis die beiden Entwürfe der Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren vorliegen. Das außerordentlich umfangreiche Arbeitsgebiet und die eigenartigen, noch wenig geklärten Verhältnisse der auf diesem Gebiete üblichen Meßverfahren und verwendeten Meßeinrichtungen stellten den Ausschuß vor die Aufgabe, über eine Zusammenstellung des in der Praxis Ueblichen und Bewährten hinaus Kritik an den heute üblichen Verfahren und Einrichtungen zu üben und auf Grund dieser Kritik durch eigene Arbeit streitige Punkte zu klären, um so möglichst einwandfreie Grundlagen, Meßverfahren und Meßeinrichtungen für die in den Geltungsbereich der Regeln fallenden Leistungsversuche zu schaffen. Insofern tragen die Arbeiten des Ausschusses ein etwas andres Gepräge als diejenigen andrer für solche Zwecke bereits früher vom V. d. I. eingesetzten Ausschüsse. Das Zusammenwirken der in der Praxis stehenden und der wissenschaftlich arbeitenden Mitglieder des Ausschusses hat sich als durchaus zweckmäßig und sehr fruchtbar erwiesen.

Ueber die sachlichen Einzelheiten der beiden Entwürfe werden die Herren Prof. Dr. Prandtl und Dipl.-Ing. Goetze in den angefügten Erläuterungsberichten das Erforderliche sagen. Im folgenden möge nur auf einige allgemeine Punkte hingewiesen werden.

Der Ausschuß hat an die Spitze seiner Arbeiten den Leitsatz gestellt, daß seine Arbeiten nicht wissenschaftlichen, sondern den praktischen Zwecken des gewerblichen Lebens dienen sollen, in gleicher Weise, wie dies die vom V. d. I. bereits früher aufgestellten Regeln für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen, an Gasmaschinen und Gaserzeugern tun.

Schon frühzeitig erkannte der Ausschuß, daß es zweckmäßig sein dürfte, für Ventilatoren und Kompressoren getrennte Regeln aufzustellen, eine weitere Unterteilung (z. B. Trennung der Gruben- und Lüftungsventilatoren, der Kolben- und Turbokompressoren oder der Kompressoren und Gebläse) wurde weder als notwendig noch als nützlich angesehen. Auch hat die gemeinsame Behandlung der beiden Regeln nach ihrer Vorberatung in besondern Unterausschüssen durch den Gesamtausschuß sich als durchaus zweckmäßig erwiesen, da zahlreiche Punkte in beiden gleichmäßig behandelt werden können und müssen.

Die Einleitung und die allgemeinen Bestimmungen der Regeln schließen sich eng an den Wortlaut der früher vom V. d. I. aufgestellten Regeln an. Nur in einem Punkte weisen sie einen erheblichen Unterschied auf, indem Punkt 7 besagt, daß »bei Abnahmeversuchen die von dem Lieferer zugesagte Leistung in jedem Falle voll erfüllt werden muß«.

Diese Fassung ist das Ergebnis eingehender Verhandlungen im Ausschusse gewesen. Dabei ist darauf aufmerksam gemacht worden, daß die Lieferer sich im geschäftlichen Wettkampf in Zusicherungen über die zu erwartende Leistung gegenseitig zu überbieten pflegen, und daß ein Zugeständnis in diesem Punkte nur den weniger gewissenhaften Lieferern zugute kommt. Die gegenüber den früher vom V. d. I. aufgestellten Regeln für Leistungsversuche an andern Maschinengattungen scheinbar schärfere Fassung ist unter ausdrücklicher Zustimmung aller dem Ausschusse angehörenden Vertreter von liefernden Maschinenfabriken eingesetzt worden, und der Ausschuß hat dabei dem Wunsche Ausdruck gegeben, daß bei einer Durchsicht der übrigen vom V. d. I. aufgestellten Regeln für Abnahmeversuche die gleiche Bestimmung Aufnahme finden möge.

Im Zusammenhang mit dieser Frage hat der Ausschuß die Frage der Meßgeräte selbst eingehend erörtert; er sieht es als seine Aufgabe an, die Meßverfahren so genau wie möglich festzustellen und durch Versuche die üblichen Meßgeräte auf ihre Genauigkeit zu prüfen, um auf diese Weise einen Anhalt dafür zu geben, inwieweit durch die Angaben der Meßgeräte selbst Fehler herbeigeführt werden können, die der Maschine und der Anlage nicht zur Last gelegt werden dürfen. Diese Versuche, über die weiter unten noch berichtet wird, sind noch nicht völlig zum Abschluß gebracht.

Eingehend hat der Ausschuß die Bestimmung des Wirkungsgrades erörtert; die Verhandlungen haben dahin geführt, daß die verschiedenen Wirkungsgrade der Maschine und der Anlage, die nach der Ansicht des Ausschusses für die Praxis von Bedeutung sind, in den Regeln einzeln aufgeführt und genau festgelegt sind, damit Meinungsverschiedenheiten zwischen Lieferer und Abnehmer, die zu Streitigkeiten Anlaß geben, nach Möglichkeit beseitigt werden.

Ueber die neuerdings durch die Einführung der Turbokompressoren sich als notwendig ergebende Messung der Luftmenge durch Düsen gingen die Ansichten im Ausschuß anfänglich sehr stark auseinander. Es wurde daher beschlossen, eingehende Versuche über dieses Meßverfahren im

Vergleich zu den sonst üblichen Meßverfahren wie auch über den Wert der Düse selbst als Meßgerät anzustellen. Zu diesem Zwecke sind zunächst mit einer Anzahl dem Ausschuß von der Gutehoffnungshütte zur Verfügung gestellten Düsen unter Benutzung eines Gasbehälters von 5000 cbm Inhalt Eichungen bei verhältnismäßig geringen Druckunterschieden vorgenommen worden. Ueber diese Versuche werden die Herren Prof. Dr. Prandtl-Göttingen und Prof. Dr.-Ing. Stauber-Berlin, welche die Versuche geleitet haben, in der Zeitschrift noch berichten. Die Versuche mit Düsen sind noch nicht zum Abschluß gebracht; sie sollen in der nächsten Zeit fortgesetzt werden, um über alle Einzelheiten Klärung zu schaffen. Die Ergebnisse berechtigen aber heute bereits zu dem Schlusse, daß die Düse ein den Anforderungen der Praxis in vollem Umfange genügendes, eichbares Meßgerät darstellt, vorausgesetzt, daß auf ihre Herstellung und besonders ihren Einbau die genügende Sorgfalt verwendet wird.

Auch über statische Meßgeräte (Staugeräte usw.) sind von verschiedenen Mitgliedern des Ausschusses unabhängig voneinander Versuche unternommen worden. Einige Mitteilungen hierüber enthält der Erläuterungsbericht zu den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren des Hrn. Prof. Dr. Prandtl; einen eingehenden Bericht über die Versuche der Charlottenburger Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen enthält das erste Heft der Mitteilungen dieser Anstalt (Verlag von R. Oldenbourg, München-Berlin).

Der Ausschuß legt die von ihm aufgestellten Entwürfe bereits jetzt der Oeffentlichkeit und den beteiligten Kreisen zur Kritik vor, obwohl die von ihm zur Klärung der Frage über die Meßverfahren und die Meßgeräte beabsichtigten Versuche noch nicht abgeschlossen sind. Er glaubt, daß die Ergebnisse dieser Versuche den Wortlaut der Regeln verhältnismäßig wenig beeinflussen werden, sie werden hauptsächlich von Einfluß sein auf die Ausführung zukünftiger Versuche.

Nachtrag zu dem Geschäftsberichte.

Düsseldorf, im Mai 1912.

Der im Jahre 1910 erstattete Geschäftsbericht nebst den Entwürfen der Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren hat den Bezirksvereinen des V. d. I. und durch Vermittlung des Vereines deutscher Maschinenbau-Anstalten auch den beteiligten Maschinenfabriken zur Kritik vorgelegen. Die darauf eingegangenen Aeußerungen sind von dem Ausschusse in Unterausschüssen und in eingehenden Verhandlungen des Gesamtausschusses beraten worden, wobei sich der Ausschuß noch durch Zuwahl von

Hrn. Dr.-Ing. Berlowitz, Ingenieur der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Charlottenburg

verstärkt hat.

Auf Grund dieser Beratungen wurde ein neuer Entwurf aufgestellt, der dann unter Hinzuziehung von Vertretern derjenigen Bezirksvereine des V. d. I., die sich besonders lebhaft an der Kritik des ersten Entwurfes beteiligt hatten, erneut durchberaten worden ist. Dabei waren vertreten:

der Berliner Bezirksverein durch Hrn. Forner, Ingenieur der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft;

der Fränkisch-Oberpfälzische Bezirksverein durch Hrn. Geiger, Oberingenieur der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G.;

der Mannheimer Bezirksverein durch Hrn. Dr.-Ing. Koob, Ingenieur von Brown, Boveri & Cie. A.-G.;

der Aachener Bezirksverein durch Hrn. Prof. Langer von der Technischen Hochschule zu Aachen;

der Dresdener Bezirksverein durch Hrn. Prof. Lewicki von der Technischen Hochschule zu Dresden;

der Westfälische Bezirksverein durch Hrn. Rumberg, Ingenieur von Schüchtermann & Kremer, Dortmund.

Von Maschinenfabriken, die sich zu dem Entwurf besonders eingehend geäußert hatten, waren vier eingeladen, von denen die Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg durch ihren als Vertreter des Fränkisch-Oberpfälzischen Bezirksvereines anwesenden Oberingenieur Geiger vertreten war, während die Maschinenfabrik Hohenzollern, Düsseldorf, Hrn. Oberingenieur Schäfer entsandt hatte.

Das Ergebnis dieser Beratungen sind die im nachfolgenden zum Abdruck gebrachten neuen Entwürfe der Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, sowie die in ebenfalls umgearbeitetem Wortlaute angefügten Erläuterungsberichte.

Der Ausschuß hat es trotz verschiedener Anregungen nicht für zweckmäßig erachtet, die beiden Entwürfe zu vereinigen, sondern hat die Trennung trotz der dadurch bedingten Wiederholungen beibehalten.

Auch nach Abschluß dieser weiteren Verhandlungen hat sich der Ausschuß der Ueberzeugung nicht verschlossen, daß in manchen Einzelfragen eine völlige Uebereinstimmung der Anschauungen sich nicht hat erzielen lassen. Um die noch bestehenden Meinungsverschiedenheiten zu klären, werden weitere Versuche und Erfahrungen notwendig sein. Der Ausschuß hat aber geglaubt, mit der Herausgabe der Entwürfe für die Regeln nicht bis zum Abschluß dieser Arbeiten warten zu sollen. Er hat sich selbst an den V. d. I. gewandt und ihm sind erhebliche Mittel zu weiteren Versuchen zur Verfügung gestellt worden, die vor allem zu Vergleichversuchen an den zurzeit vorhandenen Meßgeräten benutzt werden sollen; die Leitung dieser Versuche haben einige Mitglieder des Ausschusses übernommen.

In der Zwischenzeit glaubt der Ausschuß, daß durch Freigabe der — wie er selbst anerkennt — noch unvollkommenen Regeln und durch deren Benutzung seitens der Praxis weitere Unterlagen zur Klärung der strittigen Fragen zusammengetragen werden, und er hat daher an den V. d. I. folgenden Antrag gestellt:

> Die von dem Ausschuß aufgestellten Regeln sollen zunächst probeweise für die Dauer von 2 Jahren eingeführt werden mit dem Ersuchen an die Fachkreise, sich ihrer möglichst häufig zu bedienen und dem Ausschuß alle etwaigen Erfahrungen zugänglich zu machen.

Dieser Antrag wird auf der Hauptversammlung des V. d. I. 1912 zu Stuttgart dem Vorstandsrate zur Beratung und zur Beschlußfassung vorgelegt werden. Der Ausschuß knüpft daran den Wunsch und die Bitte, alle beteiligten Fachkreise möchten, wenn der Vorstandsrat und die Hauptversammlung des V. d. I. diesem Antrage zustimmen, durch die Vermittlung der Geschäftsstelle des V. d. I. oder der Geschäftsstelle des Vereines deutscher Maschinenbau-Anstalten möglichst eingehende Unterlagen zur weiteren Beurteilung der noch fraglichen Punkte zusammentragen, damit nach einigen Jahren eine von der Uebereinstimmung aller Anschauungen getragene endgültige Fassung der Regeln festgestellt werden kann.

Fr. Frölich.

Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren.[1]

(Entwurf des vom Verein deutscher Ingenieure eingesetzten Ausschusses.)

A) Einleitung.

Die folgende Zusammenstellung hat den Zweck, für Leistungsversuche an Ventilatoren Regeln von allgemeiner Gültigkeit zu schaffen.

Es ist wünschenswert, durch Angabe der wichtigsten Verhältnisse der untersuchten Anlagen und der Umstände, unter denen die Ergebnisse erzielt worden sind, dahin zu wirken, daß diese Ergebnisse nicht nur für den einzelnen Fall benutzt werden können, sondern auch allgemeinen Wert erhalten. Zu dem Zwecke ist es erforderlich, daß alle Angaben einheitlich nach Maßgabe der nachfolgenden Bestimmungen gemacht werden.

[1] Sonderabzüge der Regeln und Erläuterungsberichte in Heftform werden gegen Einsendung von 50 ₰ von der Geschäftsstelle des Vereines postfrei abgegeben.

Es erscheint zweckmäßig, die Versuchsbedingungen vor Abschluß des Liefervertrages zu vereinbaren.

Mit der Ausführung derartiger Untersuchungen sind nur solche Personen zu beauftragen, welche die hierzu erforderliche Sachkenntnis und Uebung besitzen. Sie sollen mit Beachtung des jeweiligen Zweckes, der es in vielen Fällen nicht fordern wird, daß die hier betrachteten Untersuchungen sämtlich durchgeführt werden, einen Versuchsplan aufstellen, die zur Untersuchung dienenden Vorrichtungen auf ihre Brauchbarkeit und Genauigkeit prüfen und die Ergebnisse zusammenstellen. Ihren Arbeiten sind die folgenden Bestimmungen mit sinngemäßer Anwendung und Auswahl für den einzelnen Fall zugrunde zu legen.

B) Allgemeine Bestimmungen.

I. Gegenstand der Untersuchung.

1) Gegenstand der Untersuchung eines Ventilators[1]) kann sein:

a) die geförderte Gasmenge[2]),
b) der erzeugte Druckunterschied,
c) die Nutzleistung,
d) die dem Ventilator zugeführte Leistung;
e) der Wirkungsgrad des Ventilators;
f) die Kennlinien des Ventilators;
g) zur Kennzeichnung des Widerstandes des Leitungsnetzes (ohne Ventilator):
  α) die gleichwertige Oeffnung (äquivalente Weite),
  β) die gleichwertige Düse.

Gegenstand der Untersuchung einer Ventilatoranlage[1]) kann sein:

h) die der Treibmaschine zugeführte Leistung;
i) der Wirkungsgrad der Ventilatoranlage.

Zur Beurteilung der Größe und der Arbeitsverhältnisse der untersuchten Ventilatoranlage werden zweckmäßig im Versuchsbericht in Zahlen oder mit Skizzen angegeben:

die Abmessungen der Ventilatoranlage, insbesondere lichte Weite, Länge und Form der Saug- und Druckleitungen und deren Lage zum Ventilator;

Durchmesser, Breite und Form des Flügelrades, Umlaufzahl und Bauart des Ventilators;

Art des angesaugten oder geförderten Gases, dessen Druck, Temperatur und Feuchtigkeit;

Geschwindigkeit oder Menge des angesaugten oder geförderten Gases;

die Stellen, an denen Geschwindigkeit, Druck und Temperatur des Gases gemessen sind;

der Barometerstand der Luft an der Meßstelle und der Außenluft.

II. Art, Zahl und Dauer der Untersuchungen.

2) Art, Zahl und Dauer der Versuche haben sich nach dem Zwecke der Untersuchung zu richten und sind unter Berücksichtigung der Anlage- und Betriebsverhältnisse — bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit, deren Ergebnisse z. B. für die Abnahme, für Abzüge oder Prämien maßgebend sind, auch nach der Bedeutung des damit verknüpften Interesses — gemäß Nr. 3 bis 7 zu bemessen und vorher zu vereinbaren.

3) Um die zu untersuchende Anlage im Betriebe kennen zu lernen, die zur Verwendung kommenden Vorrichtungen zu prüfen und die Beobachter und Hülfskräfte anzuweisen, empfielt es sich, Vorversuche anzustellen.

4) Bevor Versuche ausgeführt werden, soll dem Lieferer zu eigenen Versuchen und zu den etwa erforderlichen Verbesserungen eine angemessene Frist eingeräumt werden.

5) Bei Untersuchungen von besonderer Wichtigkeit sind zwei oder mehrere Versuche möglichst hintereinander auszuführen, die nur dann als gültig erachtet werden, wenn sie nicht durch Störungen unterbrochen worden sind, und wenn ihre Ergebnisse nicht um mehr voneinander abweichen, als unvermeidlichen Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden darf. Der Mittelwert aus diesen Versuchen wird als endgültig angenommen.

[1]) Unter Ventilator ist der Ventilator ohne Treibmaschine, unter Ventilatoranlage der Ventilator mit Treibmaschine verstanden.

[2]) Der Kürze halber ist statt Luft, Gas usw. nur »Gas« gesetzt.

Ist kein bestimmtes Meßverfahren vorher verabredet, so empfiehlt es sich, die Versuche nach verschiedenen Meßverfahren durchzuführen.

6) Handelt es sich um die Ermittlung des Dampf- oder Brennstoffverbrauches einer Ventilatoranlage, so sind die »Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen« oder die »Regeln für Leistungsversuche an Gasmaschinen und Gaserzeugern« sinngemäß anzuwenden. Wenn möglich sind für jede Belastung mindestens 10 Diagrammsätze zu nehmen.

7) Wenn es sich um Abnahmeversuche handelt, so muß die Gewährleistung in jedem Fall voll erfüllt werden[1]).

Da es bei Leistungsversuchen oft nicht möglich ist, den Ventilator mit der im Vertrage angegebenen Höchstmenge und dem zugehörigen Drucke arbeiten zu lassen, so empfiehlt es sich, noch für eine weitere kleinere Menge sowie für einen kleineren und größeren Druck Zahlen des voraussichtlichen Energieverbrauches oder zu erwartender Leistungen des Ventilators in den Vertrag aufzunehmen.

Wenn im Vertrage die Leistung des Ventilators auf reines Gas bezogen ist, so sind Verunreinigungen des Gases (Staub, Späne, Wasser usw.) dem Ventilator gemäß vorheriger Vereinbarung zugute zu rechnen.

8) Die Gewährleistungen für die Wirtschaftlichkeit des Lieferumfanges gelten unter Ausschluß von Zwischenwerten als erfüllt, wenn der zugesagte wirtschaftliche Gesamtwirkungsgrad der Anlage erreicht wird.

C) Maßeinheiten und Benennungen.

9) Die Abmessungen sind im metrischen System anzugeben.

10) Drücke sind in kg/qm oder in kg/qcm anzugeben; es ist stets beizufügen, ob Ueber- oder Unterdruck, oder aber absoluter Druck gemeint ist. Unter Atmosphäre als Druckbezeichnung ist die technische, d. h. 1 kg/qcm, zu verstehen.

Geringer Ueber- oder Unterdruck wird in mm W.-S. (= kg/qm) oder Q.-S. gemessen.

Folgende Druckgrößen sind wohl zu unterscheiden:

1) Statischer Druck (p_{st}) ist der innere Druck eines geradlinig strömenden Gases, also der Druck, den ein im Gasstrom mit gleicher Geschwindigkeit mitbewegtes Druckmeßgerät anzeigen würde. Der statische Druck ist auch der Druck, den ein parallel zur Kanalwand strömendes Gas auf diese ausübt.

2) Dynamischer Druck (Geschwindigkeitsdruck, p_d) ist die größte Drucksteigerung, die in einem bewegten Gasstrom vor einem Hindernis auftritt; er ergibt sich aus der Formel:

$$p_d = \frac{\gamma w^2}{2g},$$

wobei w die Stromgeschwindigkeit des Gases, γ das Raumgewicht des Gases bedeutet.

[Diese Näherungsformel (Fehlergrenze < 1 vH) gilt für alle Geschwindigkeiten bis $w = 60$ m/sk; bei höheren Geschwindigkeiten muß, entsprechend der Formel:

$$\int_{p_{st}}^{p_{st}+p_d} \frac{dp}{\gamma} = \frac{w^2}{2g},$$

nach der Adiabate integriert werden.]

[1]) Diese scheinbare Schärfe, die im Gegensatz steht zu den in den »Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen« sowie in den »Regeln für Leistungsversuche an Gasmaschinen und Gaserzeugern« gestatteten Abweichungen von der Gewährleistung, hat den Zweck, Ungleichheiten in den Angeboten der Lieferer zu beseitigen und dem Abnehmer von vornherein die Sicherheit zu geben, daß er für die ausbedungene Summe auch die vollen zugesagten Leistungen erhält, soweit diese durch die heute bekannten Meßgeräte nachzuweisen sind.

3) Gesamtdruck ist die algebraische Summe des statischen und des dynamischen Druckes

$$p_g = p_{st} + p_d,$$

also mit obiger Näherungsformel:

$$p_g = p_{st} + \frac{\gamma w^2}{2g}.$$

Er mißt die mechanische Gesamtenergie des strömenden Gases für die Einheit des Volumens und ist daher für die Berechnung der Ventilatorleistung maßgebend.

Fig. 1.

In einer widerstandlosen Strömung ist der Gesamtdruck längs eines Stromfadens unabhängig vom Querschnitt an allen Stellen gleich groß. Im ruhenden Gas ist $p_g = p_{st}$.

Die unter 1) bis 3) genannten Drücke lassen sich mit Hülfe eines Staugerätes, dessen Beiwert β (vergl. w. u.) gleich 1 ist, in der durch Fig. 1 gekennzeichneten Weise ermitteln.

11) Alle Temperaturmessungen sind nach dem 100teiligen Thermometer, alle Wärmemessungen nach der Kilogramm-Kalorie (kg-cal) vorzunehmen.

12) Als mechanisches Wärmeäquivalent gilt der Wert 427 mkg = 1 cal, entsprechend 1 PS-st = 632 cal.

13) Die vom Ventilator gelieferte Gasmenge ist in cbm/sk, die Geschwindigkeit in m/sk, das Raumgewicht des Gases in kg/cbm anzugeben.

Bei Gewährleistung für das Liefervolumen ist, ausgenommen bei Niederdruckventilatoren, im Liefervertrage immer anzugeben, auf welchen Zustand das Volumen zu beziehen ist (Ansaugevolumen, Austrittsvolumen, Normalvolumen).

14) Die Nutzleistung des Ventilators in mkg/sk ist das Produkt aus der geförderten Gasmenge in cbm/sk und dem Unterschied der Gesamtdrücke vor und hinter dem Ventilator in kg/qm.

Bei einem Ventilator ohne Saugleitung gilt als »Gesamtdruck vor dem Ventilator« der Druck im Ansaugeraum; bei einem Ventilator ohne Druckleitung gilt als Gesamtdruck hinter dem Ventilator die Summe aus dem statischen Druck im Ausblaseraum und dem aus der Fördermenge und dem Austrittquerschnitt berechneten dynamischen Druck.

Bei Ventilatoren mit unmittelbar angebautem Diffusor kann nur die Nutzleistung von Ventilator und Diffusor zusammen bestimmt werden. Diese wird erhalten, wenn man in der Leistungsformel statt des Gesamtdruckes hinter dem Ventilator den statischen Druck im Ausblaseraum nimmt.

Berechnung der Nutzleistung.

Ist V_0 das gemessene Sekundenvolumen, γ_0 das Raumgewicht des Gases an der Stelle der Volumen- oder Geschwindigkeitsmessung, ferner p_1 und p_2 der absolute Gesamtdruck vor und hinter dem Ventilator, γ_1 das zu p_1 gehörige Raumgewicht, so ist, unter Zugrundelegung isothermischer Kompression, die Nutzleistung (auf ruhendes Gas bezogen)

$$L = \frac{V_0 \gamma_0}{\gamma_1} p_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Für alle auf Ventilatoren bezügliche Fälle reicht folgende Näherungsformel aus (sie ergibt selbst bei Druckunterschieden von 2 m Wassersäule erst etwa 1/3 vH Fehler):

$$L = V_m (p_2 - p_1),$$

wobei V_m das Volumen des geförderten Gases bei dem Druck $\frac{p_1 + p_2}{2}$ und der zu p_1 gehörigen Temperatur t_1 bedeutet.

Ist p_0 der absolute statische Druck und t_0 die Temperatur an der Stelle der Geschwindigkeitsmessung, so ist

$$V_m = V_0 \frac{p_0 (t_1 + 273)}{\frac{p_1 + p_2}{2} (t_0 + 273)}.$$

Die Gesamtdrücke p_1 und p_2 sind aus den statischen Drücken p_{1st} und p_{2st} mittels der folgenden Näherungsformeln zu berechnen (vergl. Nr. 10):

$$p_1 = p_{1st} + \frac{\gamma_1 w_1^2}{2g}, \qquad p_2 = p_{2st} + \frac{\gamma_2 w_2^2}{2g};$$

die mittleren Geschwindigkeiten w_1 und w_2 folgen hierbei aus den Kanalquerschnitten F_1 und F_2 durch die Beziehung

$$F_1 w_1 \gamma_1 = F_2 w_2 \gamma_2 = V_0 \gamma_0.$$

Bei Niederdruckventilatoren (bis zu 100 mm W.-S.) genügt es meist,

$$V_m = V_0, \quad \gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_0$$

zu setzen.

Um die Nutzleistung in mkg/sk zu erhalten, führe man das Volumen in cbm/sk, die Drücke in kg/qm = mm W.-S., die Geschwindigkeiten in m/sk, die Raumgewichte in kg/cbm ein.

Zur Bestimmung des Raumgewichtes wird der Bunsensche Apparat oder die Luxsche Gaswage empfohlen.

15) Wirkungsgrad des Ventilators ist das Verhältnis der Nutzleistung zu der dem Ventilator zugeführten Leistung.

Der Wirkungsgrad[1]) für den Ventilator allein muß dann immer bestimmt werden, wenn für den Ventilator, getrennt von der übrigen Anlage, Gewähr übernommen ist.

16) Der Wirkungsgrad der Ventilatoranlage ist das Verhältnis der Nutzleistung des Ventilators zu der der Treibmaschine zugeführten Leistung.

17) Die gleichwertige Oeffnung A (äquivalente Weite) und die gleichwertige Düse A_1 des Leitungsnetzes sind zu berechnen nach:

$$A = \frac{V}{\mu} \sqrt{\frac{\gamma}{2g(p_2 - p_1)}} \text{ und } A_1 = V \sqrt{\frac{\gamma}{2g(p_2 - p_1)}},$$

worin

- V die Gasmenge in cbm/sk,
- γ das Raumgewicht des Gases in kg/cbm beim Betriebszustand,
- $(p_2 - p_1)$ der Unterschied der Gesamtdrücke vor und hinter dem Ventilator in kg/qm,
- μ eine Kontraktionsziffer

bedeutet.

Bei der Beurteilung des Widerstandes von Wetterführungen der Bergwerke wird herkömmlicher Weise nach Murgue $\mu = 0{,}65$ und $\gamma = 1{,}2$ kg/cbm gesetzt, womit sich $A = 0{,}38 \frac{V}{\sqrt{p_2 - p_1}}$ ergibt.

Die gleichwertige Oeffnung (äquivalente Weite) der Anlage (ohne Ventilator) ist ein Wert, der für die Beurteilung von Ventilationsanlagen in Bergwerken allgemein eingeführt ist; sie bedeutet den Querschnitt einer Oeffnung in dünner Wand, die dem Durchfluß von Gasmengen den gleichen Widerstand entgegensetzt, wie das an den Ventilator angeschlossene Leitungsnetz, und ist deshalb zur Kennzeichnung dieses Widerstandes geeignet. (Ein unmittelbares Maß für diesen Widerstand ist der Wert $\frac{1}{A^2}$.)

Die allgemeine Einführung einer solchen Größe zur Beurteilung von Ventilationsanlagen ist deshalb empfehlenswert, weil auch der Betriebszustand des Ventilators dadurch zutreffend gekennzeichnet wird. Ein bestimmter Ventilator erreicht bei einem bestimmten Werte der gleichwertigen Oeffnung den Höchstwert seines Wirkungsgrades.

Um die Willkür, die in der Wahl von μ liegt, zu beseitigen, wird zum praktischen Gebrauch eine der gleich-

[1]) Der vielfach in Preislisten und Angeboten aufgeführte »theoretische« (manometrische) Wirkungsgrad wird für die wirtschaftliche Bedeutung einer Ventilatoranlage im allgemeinen unberücksichtigt bleiben können.

wertigen Oeffnung verwandte Größe empfohlen, indem $\mu = 1$ gesetzt wird. Zur Unterscheidung von der gleichwertigen Oeffnung wird für die neue Größe der Name »gleichwertige Düse« vorgeschlagen.

18) Die Kennlinien eines Ventilators geben die Abhängigkeit der Druckziffer (ψ, s. unten) und des Wirkungsgrades (η) eines Ventilators von der gleichwertigen Düsenöffnung A_1 (s. Nr. 17) wieder.

Die Kennlinien einer Ventilatorart geben die gleichen Größen abhängig von dem Verhältnis $\frac{\text{Gleichwertige Düse}}{\text{Ausblasequerschnitt}} = \frac{A_1}{F_a}$ oder von dem Verhältnis $\frac{\text{Dynamischer Druck im Ausblasequerschnitt}}{\text{Gesamtdruckunterschied}} = \frac{p_{da}}{p_2 - p_1}$ (das zweite Verhältnis ist das Quadrat des ersten).

Unter Druckziffer wird dabei das Verhältnis des Gesamtdruckunterschiedes zu dem der Umfangsgeschwindigkeit u des Schaufelrades entsprechenden dynamischen Druck verstanden:

$$\psi = \frac{p_2 - p_1}{\frac{u^2}{2g}\gamma}.$$

In den Kennlinien sind sämtliche möglichen Betriebszustände des Ventilators enthalten. Wird der Ventilator an ein Leitungsnetz von der gleichwertigen Düse A_1 angeschlossen, so ergibt sich mittels der zugehörigen Druckziffer der erzeugte Gesamtdruckunterschied abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades; aus der gleichwertigen Düse und dem Druckunterschied ergibt sich nun die Fördermenge und aus dieser mittels des zu dem Wert von A_1 gehörigen Wirkungsgrades die aufzuwendende Leistung.

Verwendet man als Abszisse die Verhältnisse $\frac{A_1}{F_a}$ oder $\frac{p_{da}}{p_2 - p_1}$, so ergeben sich für geometrisch ähnlich gebaute Ventilatoren übereinstimmende Kennlinien, so daß diese also für die Ventilatorart kennzeichnend sind.

D) Ausführung der Untersuchungen.

I. Allgemeines.

19) Einrichtungen zur Vornahme von Druck-, Temperatur- und Mengenmessungen werden zweckmäßig von vornherein an der Ventilatoranlage vorgesehen und im Liefervertrage vorgeschrieben.

20) Die Untersuchung soll möglichst auf verschiedene Belastungen ausgedehnt werden, um den gesetzmäßigen Verlauf der Versuchsergebnisse festzustellen und damit die Güte der Einzelversuche beurteilen zu können.

21) Sämtliche Messungen sind im Beharrungszustande vorzunehmen.

22) Zur Feststellung des Gesamtdruckes ist der statische Druck zu messen, und es sind die Verhältnisse des Meßquerschnittes so anzugeben, daß der dynamische Druck berechnet werden kann. Da sich der Druck oft nicht nahe vor oder hinter dem Ventilator messen läßt, so sind zweckmäßig über die Lage der Meßstellen im Liefervertrage Vereinbarungen zu treffen, und es ist die Gewährleistung auf diese Meßstellen zu beziehen.

Ist im Liefervertrage nicht besonders angegeben, an welchen Stellen die Druckmessungen ausgeführt werden sollen, so sind die Meßstellen tunlichst nahe vor und hinter dem Ventilator zu wählen, jedoch nach Möglichkeit nicht dicht bei einer Krümmung, Querschnittsänderung oder Einmündung eines Seitenrohres.

Bei Ventilatoren ohne Druckleitung oder solchen ohne Saugleitung ist nur Messung in der allein vorhandenen Saug- oder Druckleitung notwendig, wenn der Austritt (beim saugenden Ventilator) in die freie Luft oder der Eintritt (beim drückenden Ventilator) aus der freien Luft erfolgt. Treten an die Stelle der freien Luft Druck- und Saugräume, so muß in ihnen der Druck noch besonders gemessen werden.

Die Druckmessung ist, wenn irgend möglich, an mehreren Stellen im Innern der gewählten Kanalquerschnitte durchzuführen: nur bei Kanälen, die auf ein längeres Stück vor und hinter dem Meßquerschnitt gerade sind (mindestens auf 3 Durchmesser vor und 2 Durchmesser hinter dem Meßquerschnitt), und bei denen man sich überzeugt hat, daß keine merkliche Drehbewegung des Gases vorhanden ist, genügt eine Druckmessung an der Wand.

Besonders wird auf die Schwierigkeiten hingewiesen, die für die Druck- und Geschwindigkeitsmessung in der Druckleitung eines Ventilators infolge der Wirbelbildung und der dadurch verursachten Unregelmäßigkeiten in der Strömung auftreten (vergl. Fig. 8).

Wenn der Druck an der Kanalwand durch Anbohrungen gemessen wird, so dürfen diese auf der Innenseite keinerlei vorstehenden Rand oder Grat haben, sie sind von innen her abzurunden: auch eine leichte Ein- oder Ausbeulung der Kanalwand an oder in der Nähe der Meßstelle kann das Meßergebnis ganz erheblich fälschen. Mit dem Manometer werden die Anbohrungen zweckmäßig durch ein davorgelötetes Röhrchen, Fig. 2, oder durch Andrücken eines glatt abgeschnittenen Gummischlauches verbunden. Ueber den Genauigkeitsgrad dieses Meßverfahrens vergl. den späteren Erläuterungsbericht I, 4.

Fig. 2.

1 bis 3 mm

Zum Ablesen von kleinen Drücken bis etwa 50 mm W.-S. werden vorteilhaft Mikromanometer verwendet.

Bei Messung von Druckunterschieden eines Gases, dessen Raumgewicht sich wesentlich von dem der Außenluft unterscheidet, sind die Meßanschlüsse und das Manometer möglichst in derselben Höhe anzuordnen und die Meßleitungen wagerecht zu führen. Wo dies nicht möglich ist, sind die durch den Unterschied der Raumgewichte hervorgerufenen Druckunterschiede besonders zu berücksichtigen.

23) Soll die Gasmenge bestimmt werden, so sind alle für den Versuch nicht in Betracht kommenden Leitungen von den Versuchsleitungen und dem Ventilator abzusperren, am besten durch Blindflansche. Die Versuchsleitungen usw. sind auf ihre Dichtheit zu prüfen und nötigenfalls zu dichten.

24) Die Gasmenge kann bestimmt werden:

a) durch Messung der Druckänderung bei Querschnittsverengung,
 α) durch Düsen,
 β) durch Drosselscheiben,

b) durch netzweise vorgenommene Messung der Geschwindigkeit,
 α) mit Staugeräten,
 β) mit Anemometern,

c) durch unmittelbare Volumenmessung,
 α) mit Gasbehältern,
 β) mit eichfähigen Gasuhren,

d) durch Wärmemessung (Thomas-Messer und ähnliche).

Ueber das Meßverfahren und die Meßstellen sind im Liefervertrag oder vor Eintritt in die Versuche Festsetzungen zu treffen.

Zu a): Zur Mengenmessung mittels Querschnittverengung sind Verengungen irgend welcher Art sowohl am freien Ende der Druckleitung, wie auch innerhalb der Rohrleitung verwendbar.

Für die Verengungen sind solche Formen zu wählen, für welche zuverlässige Eichungen vorliegen: empfohlen werden gut abgerundete Düsen und ebene Drosselscheiben (Stauränder).

Besondere Beachtung verdienen dabei die Strömungsverhältnisse des Gases vor den Düsen und Verengungen.

Drehbewegungen des zuströmenden Gases, wie sie besonders in der Druckleitung vorkommen, sind durch Einbau von parallel richtenden Leitflächen oder von Sieben vor der Düse zu beseitigen.

Wegen der späteren Umrechnung sind Druck und Temperatur des Gases vor den Düsen und Verengungen zu bestimmen.

Zu b): Die Stromgeschwindigkeit soll nur mit anerkanntermaßen dazu geeigneten und geeichten Meßgeräten bestimmt werden. Empfohlen werden hydrostatische Meßgeräte, sowie Anemometer der verschiedenen Bauarten unter Benutzung der Eichkurven. Anemometer sind nur in der Art und in den Grenzen ihrer Eichung zu verwenden.

Die Messung der Geschwindigkeit hat in so vielen Punkten des Querschnittes zu erfolgen, daß sich ein geschlossenes Bild der Luftverteilung aufzeichnen läßt. Bei regelmäßigen Strömungsverhältnissen ist mindestens auf zwei zueinander senkrechten Durchmessern des Querschnittes zu messen.

Die mittlere Geschwindigkeit folgt dann entweder nach Unterteilung des Querschnittes in gleiche Flächenstücke als arithmetisches Mittel der zu den einzelnen Flächenstücken gehörigen mittleren Geschwindigkeiten, oder durch graphische Integration. Auf den Geschwindigkeitsabfall am Rande des Querschnittes ist hierbei besonders zu achten.

Messungen kurz hinter dem Austrittstutzen des Ventilators, also z. B. solche im Diffusor, sind möglichst zu vermeiden, da dort die Strömung unregelmäßig ist.

Wegen der späteren Umrechnung sind Druck und Temperatur am Ort der Geschwindigkeitsmessung zu beobachten.

Angaben selbstaufzeichnender Geschwindigkeitsmesser sind nur dann anzuerkennen, wenn ihre Aufzeichnungen durch Stichproben mit einem der vorerwähnten Meßgeräte nachgeprüft werden.

Zu c): Gasbehälter sind zur Messung der geförderten Gasmenge verwendbar, sofern ihre Größe im Verhältnis zur Größe des Ventilators eine genügende Genauigkeit erwarten läßt. Besonderes Augenmerk ist hierbei auf die Gastemperaturen zu richten. Temperatur und Druck des Gases sind tunlichst nahe am Gasbehälter zu messen.

Als Gasuhren sind nur solche Bauarten zu wählen, für welche zuverlässige Eichungen vorliegen. Der Zustand (Verschmutzung während des Versuches) ist besonders zu beachten.

Zu d): Beim Thomas-Messer wird durch einen elektrischen Heizwiderstand die Gasmenge ein wenig erwärmt, wobei die elektrisch gemessene Temperaturerhöhung selbsttätig unverändert gehalten wird. Die in einem Zähler gemessene Heizenergie ist (unabhängig von Druck- und Temperaturschwankungen) dem durchfließenden Gasgewichte proportional.

II. Untersuchungen an Grubenventilatoren.
(Hauptventilatoren für die Bewetterung.)

25) Für die Bestimmung des statischen Druckes sind Stellen mit möglichst regelmäßiger Strömung zu wählen; Druckmessung in scharfen Krümmungen oder in Querschnittsänderungen und unmittelbar vor oder hinter solchen ist zu vermeiden. Bei schwachen Krümmungen ist der Mittelwert aus mehreren gleichmäßig über den Querschnitt verteilten Druckmessungen zu nehmen.

Bei feuchten oder wasserführenden Wettern ist etwa in den Druckmeßleitungen sich bildendes Niederschlagwasser abzuleiten. Die Druckmeßleitungen und deren Anschlüsse an die Druck- und Geschwindigkeitsmesser sind auf Dichtheit sorgfältig zu prüfen.

Fig. 3.

26) Die Geschwindigkeit ist an einer Stelle mit regelmäßigem Querschnitt und glatten Wandungen zu messen. Ist eine solche Meßstelle nicht vorhanden, so ist sie durch Verputz oder durch Einbau einer Holzverkleidung mit allmählichen Uebergängen in die Kanalquerschnitte, s. Fig. 3, zu schaffen.

27) Anemometer und Staugeräte sind so in den Meßquerschnitt einzubauen, daß durch ihre Befestigung die freie Einwirkung des Wetterstromes auf das Gerät nicht behindert wird. Die Laufzeit von Anemometern ohne Uhrwerk während einer Einzelmessung soll zwei, besser drei Minuten betragen, um gute Mittelwerte zu sichern.

Es sind mindestens zwei Anemometer zu verwenden und Kontrollmessungen durch Vertauschen der Anemometer auszuführen. Die Anemometer sind vor dem Versuche zu eichen. Bei staub- und wasserführender Luft sind Schalenkreuzanemometer und Staugeräte den Flügelanemometern vorzuziehen. Ueber die Art der Eichung werden zweckmäßig im Liefervertrage Vereinbarungen getroffen.

Fig. 4 bis 6.

Die Mengenmessung ist auch möglich durch eine in den Wetterkanal eingebaute Drosselscheibe (vergl. Fig. 4 bis 6). Die gleichwertige Oeffnung der Grube wird durch die eingebaute Drosselscheibe etwas verkleinert; diese ist nicht zu dicht an den Ventilator zu legen. Der statische Druck ist hierbei zwischen Drosselscheibe und Ventilator in hinreichender Entfernung von der Drosselscheibe zu messen.

28) Während der Geschwindigkeitsmessung darf der Meßquerschnitt nicht durch Personen oder Sachen verengt werden; zu diesem Zwecke sollten in den Kanalwandungen Nischen vorgesehen sein, in die sich die messenden Personen zurückziehen können. Sind Nischen nicht vorhanden, so haben sich die messenden Personen zwischen Meßstelle und Ventilator (bei saugendem Ventilator; sonst hinter der Meßstelle) an die Kanalwandung zu begeben.

III. Untersuchungen an anderen Ventilatoren.

29) Menge, Geschwindigkeit und Druck sind nur in Querschnitten mit regelmäßigen Strömungsverhältnissen zu messen. Diese sind sehr viel schwerer hinter der Ausblaseöffnung (also in der Druckleitung) als vor der Saugöffnung (also in der Saugleitung) zu schaffen.

An einem Ventilator, der weder eine Saug- noch eine Druckleitung besitzt, können zuverlässige Messungen nur mittels einer Luftkammer von ausreichender Größe erzielt werden.

30) Bei Untersuchungen auf dem Prüfstande sind, wenn angängig, die Kennlinien des Ventilators zu untersuchen. Geschieht dies nicht, so ist der Ventilator unter den Verhältnissen zu untersuchen, unter denen er nach seinem Einbau in die Anlage zu arbeiten hat. Es ist also der Druckunterschied vor und hinter dem Ventilator den nach dem Einbau auftretenden Werten gleich zu machen, ferner sind die Zu- und Abströmverhältnisse tunlichst nachzuahmen. Bei Schraubenventilatoren ist letzteres von besonderem Einfluß.

Für die Untersuchungen an Ventilatoren auf einem Prüfstande dürften für die Zwecke der Praxis folgende Einrichtungen ausreichend sein:

a) Bei Ventilatoren mit Saugleitung und solchen mit Saug- und Druckleitung: Ein Saugrohr von 4 bis 5 d Länge mit trompetenförmigem Einströmtrichter und unmittelbar dahinter einzusetzenden Drahtsieben (s. Fig. 7), die den erforderlichen Unterdruck erzeugen. Menge und Geschwindigkeit des Gases werden

Fig. 7.

mittels eines Staugerätes und Mikromanometers durch über den Querschnitt verteilte Messungen ermittelt. Der statische Druck wird zweckmäßig mit demselben Gerät gemessen.

Bei Ventilatoren mit Saug- und Druckleitung soll das Druckrohr von 7 bis 9 d Länge an seinem Ende eine Vorrichtung zum Drosseln des austretenden Gasstromes besitzen, z. B. Schieber, Klappen, Irisblende oder am besten einen zusammenziehbaren Sack aus einem dichtem Stoff (s. Fig. 8 und 9) Zur Beseitigung der im Druckrohr fast immer auftretenden schraubenförmigen Bewegung setzt

Fig. 8 und 9.

man auf einem Stück von der Länge von 2 bis 3 d Leitflächen von sternförmigem Querschnitt ein. Der Druck kann in einem Abstande von 1 bis 2 d von den Leitflächen in mehreren Punkten des Querschnittes gemessen werden; Menge und Geschwindigkeit sind nicht im Druckrohr zu messen.

Der Prüfraum muß so groß sein, daß der austretende Luftstrom nicht durch Aufprallen auf Wände oder sonstige Hindernisse merkliche Luftströmungen erzeugt, die bis an die Saugöffnung reichen, weil dadurch Meßfehler entstehen können.

b) Bei Ventilatoren ohne Saugleitung muß man auch Menge und Geschwindigkeit im Druckrohr messen; das Druckrohr wird in diesem Falle tunlichst 9 bis 12 d lang gemacht und im übrigen mit den gleichen Einrichtungen versehen wie unter a) (Länge der sternförmigen Leitbleche 2,5 bis 4 d). Den Meßquerschnitt verlegt man 6 bis 8 d vom Ventilator ab, s. Fig. 10.

Fig. 10.

Für die Mengenmessungen wird neuerdings die Anwendung von Drosselscheiben (Staurändern) vorgeschlagen. Versuchseinrichtungen dieser Art für die Fälle a) und b) sind in Fig. 11 und 12 angegeben.

c) Bei Ventilatoren ohne Saug- und Druckleitung ist die Mengenmessung in der Weise möglich, daß der Ventilator die Luft aus einer dichten Kammer von ausreichenden Abmessungen entnimmt, in die die

Fig. 11 und 12.

Luft durch ein vorgebautes Saugrohr mit Diffusor einströmt (vergl. Fig. 13). Als Druckunterschied gilt hierbei der Unterschied der statischen Drücke in der Kammer und außen.

Fig. 13.

31) Kann ein Ventilator nur im eingebauten Zustande untersucht werden, so sind die Meßstellen so zu wählen, daß möglichst regelmäßige Strömungsverhältnisse zu erwarten sind.

Ob parallele Strömung vorliegt, kann, wenn die Verhältnisse es gestatten, mittels 3 bis 4 cm langer leicht beweglicher Fädchen an Drähten in einfacher Weise festgestellt werden. Bei Gasströmen, die aus Oeffnungen austreten, wendet man zweckmäßig einen Rahmen mit kreuzweise gespannten dünnen Drähten an, in deren Kreuzungspunkten man je ein solches Fädchen befestigt; die einzelnen Fädchen zeigen dann die Stromrichtung in den einzelnen Punkten des Querschnittes deutlich an.

32) Beim Messen mit hydrostatischen Meßgeräten ist auf folgende Punkte zu achten:

Es sind nur solche Meßgeräte zu verwenden, die das Messen bis knapp an die Rohrwand gestatten.

Das Meßgerät und die Leitungen sind vor dem Gebrauch darauf zu untersuchen, ob sie keine zufälligen Verengungen besonders durch Wassertropfen oder durch Eindringen der Sperrflüssigkeit des Manometers in die Schläuche aufweisen.

Ebensowenig dürfen die Meßgeräte, die Schlauch- oder Rohrleitungen Undichtheiten aufweisen.

Bei langen Leitungen zwischen Meßgerät und Manometer und bei größeren Niveauunterschieden zwischen ihnen müssen die Leitungen nahe aneinander, womöglich in einer gemeinsamen Umhüllung geführt werden, um Fehler infolge ungleicher Temperaturen zu vermeiden.

Auch die einseitige Füllung einer Hin- oder Rückleitung mit Dämpfen oder Gasen ist zu vermeiden. (Die Verwendung gebrauchter Gasschläuche ist wegen der darin stattfindenden Gasentwicklung zu vermeiden.)

Unmittelbar hinter einem Ventilator sollte überhaupt nicht gemessen werden. Läßt sich eine solche Messung durchaus nicht umgehen, so ist der Druck an mehreren Stellen des Querschnittes zu messen und das arithmetische Mittel aller Messungen zu nehmen. Die Geschwindigkeit wird immer an einer anderen günstigeren Stelle gemessen werden können.

Bei dem Messen von Drücken unter 4 mm Wassersäule durch Mikromanometer ist folgendes zu beachten:

Das Durchblasen der Manometerleitungen mit dem Munde ist wegen des höheren spezifischen Gewichtes der Atemluft zu

vermeiden. Die Leitungen sollen von Zeit zu Zeit mit Luftpumpen durchgepumpt werden. Dichtigkeitsprüfung der Rohrleitungen durch Wasser ist zu unterlassen, da es außerordentlich schwer ist, die Feuchtigkeit aus langen, engen Rohrleitungen zu entfernen.

Das Meßgerät und die Leitungen sind vor dem Gebrauch darauf zu untersuchen, ob der Nullpunkt des Manometers bei stillstehendem Ventilator und der Geschwindigkeit gleich null bei der Verbindung mit der Rohrleitung mit der Nullpunktanzeige übereinstimmt, wenn beide Manometerschenkel mit dem Aufstellungsraum in Verbindung stehen. Ist ein Unterschied zwischen diesen beiden Einstellungen des Nullpunktes vorhanden, der nicht ausgeglichen werden kann, so ist für die Messung die Nullstellung des Manometers bei der Verbindung mit den beiden Manometerleitungen und bei der Geschwindigkeit gleich null anzunehmen.

Bei Mikromanometern mit Steigungen des Meßrohres von 1 : 50 und weniger soll das Meßrohr festliegen. Da es keine geraden Glasrohre gibt, ist eine Kompensationsskala oder eine Eichkurve zu benutzen.

Regeln für Leistungsversuche an Kompressoren.

(Entwurf des vom Verein deutscher Ingenieure eingesetzten Ausschusses.)

A) Einleitung.

Die folgende Zusammenstellung hat den Zweck, für Leistungsversuche an Kompressoren (Gebläsen, Vakuumpumpen usw.) Regeln von allgemeiner Gültigkeit zu schaffen.

Es ist wünschenswert, durch Angabe der wichtigsten Verhältnisse der untersuchten Anlagen und der Umstände, unter denen die Ergebnisse erzielt worden sind, dahin zu wirken, daß diese Ergebnisse nicht nur für den einzelnen Fall benutzt werden können, sondern auch allgemeinen Wert erhalten. Zu dem Zweck ist es erforderlich, daß alle Angaben einheitlich nach Maßgabe der nachfolgenden Bestimmungen gemacht werden.

Es erscheint zweckmäßig, die Versuchsbedingungen vor Abschluß des Liefervertrages zu vereinbaren.

Mit der Ausführung derartiger Untersuchungen sind nur solche Personen zu beauftragen, welche die hierzu erforderliche Sachkenntnis und Uebung besitzen. Sie sollen unter Beachtung des jeweiligen Zweckes, der es in vielen Fällen nicht erfordern wird, daß die hier betrachteten Untersuchungen sämtlich durchgeführt werden, einen Versuchsplan aufstellen, die zur Untersuchung dienenden Vorrichtungen auf ihre Brauchbarkeit und Genauigkeit prüfen und die Ergebnisse zusammenstellen. Ihren Arbeiten sind die folgenden Bestimmungen mit sinngemäßer Anwendung und Auswahl für den einzelnen Fall zugrunde zu legen.

B) Allgemeine Bestimmungen.

I. Gegenstand der Untersuchung.

Gegenstand der Untersuchung einer Kompressoranlage können sein:

1) beim Kompressor[1]):
   a) die Gasmenge[2]),
   b) der erzeugte Druck unter Angabe des Ansaugedruckes,
   c) der Arbeitsbedarf, und zwar
      α) nach dem Diagramm,
      β) nach der Isotherme,
      γ) nach der effektiven Arbeit;
   d) die Wirkungsgrade:
      α) der mechanische Wirkungsgrad,
      β) der isothermische Wirkungsgrad,
   e) die Kennlinien,
   f) der Wasserverbrauch
   g) die im Kühlwasser abgeführte Wärmemenge,
   h) die Gastemperaturen;
2) bei der Kompressoranlage[1]) ferner:
   a) die der Treibmaschine zugeführte Energie,
   b) Spannung, Temperatur oder Heizwert des Treibmittels,
   c) die indizierte Leistung der Treibmaschine,
   d) die Wirkungsgrade,
      α) mechanischer Wirkungsgrad,
      β) Gesamtwirkungsgrad.

Zur Beurteilung der Größe und der Arbeitsverhältnisse der untersuchten Kompressoranlage werden zweckmäßig im Versuchsbericht in Zahlen oder mit Skizzen angegeben:

die Versuchsanordnung mit den wichtigsten Maßen;
die Abmessungen der Kompressoranlage, insbesondere lichte Weite, Länge und Form der Saug- und Druckleitungen und deren Lage zum Kompressor;
Bauart des Kompressors;
Bauart und Zustand des Filters;
Druck, Temperatur, Raumgewicht und Art des Gases;
Geschwindigkeit oder und Menge des Gases;
die Stellen, an denen Geschwindigkeit, Druck und Temperatur gemessen werden;
normale Umlaufzahl;
Barometerstand;

bei Kolbenkompressoren:
Durchmesser der Zylinder und Kolbenstangen[1]), Kolbenhub[1]);
Inhalt des schädlichen Raumes[2]) und sonstige in Betracht kommende Abmessungen;
die Abmessungen der Steuerkolben;

bei Turbokompressoren:
Durchmesser der Kreiselräder[1]);
Zahl der Druckstufen und sonstige in Betracht kommende Abmessungen.

II. Art, Zahl und Dauer der Untersuchungen.

2) Art, Zahl und Dauer der Versuche haben sich nach dem Zwecke der Untersuchung zu richten und sind unter Berücksichtigung der Anlage- und Betriebsverhältnisse — bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit, deren Ergebnisse z. B. für die Abnahme, für Abzüge oder Prämien maßgebend sind, auch nach der Bedeutung des damit verknüpften Interesses — gemäß Nr. 3 bis 7 zu bemessen und vorher zu vereinbaren.

3) Um die zu untersuchende Anlage im Betriebe kennen zu lernen, die zur Verwendung kommenden Vorrichtungen zu prüfen und die Beobachter und Hülfskräfte anzuweisen, empfiehlt es sich, Vorversuche anzustellen.

4) Bevor Versuche ausgeführt werden, soll dem Lieferer zu eigenen Versuchen und zu den etwa erforderlichen Verbesserungen eine angemessene Frist eingeräumt werden. Die Dauer der Frist und sonstige Bedingungen sind möglichst bei Abfassung des Liefervertrages festzustellen.

5) Bei Untersuchungen von besonderer Wichtigkeit sind möglichst zwei Versuche auszuführen, die nur dann als gültig erachtet werden, wenn sie nicht durch Störungen unterbrochen worden sind, und wenn ihre Ergebnisse nicht mehr voneinander abweichen, als unvermeidlichen Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden darf. Der Mittelwert aus diesen beiden Versuchen wird als endgültig angenommen.

Ist kein bestimmtes Meßverfahren vorher vereinbart, so empfiehlt es sich, die zwei Versuche nach verschiedenen Meßverfahren durchzuführen.

---

[1]) Unter Kompressor ist der Kompressor ohne Treibmaschine, unter Kompressoranlage der Kompressor mit Treibmaschine verstanden.
[2]) Der Kürze halber ist statt Luft, Gas usw. nur »Gas« gesetzt.

[1]) wenn möglich gemessen.
[2]) Der Inhalt des schädlichen Raumes soll, wenn möglich, durch Wasserfüllung bestimmt werden.

6) Handelt es sich um die Ermittlung des Dampf- oder Brennstoffverbrauches einer Kompressoranlage, so sind die »Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen« oder die »Regeln für Leistungsversuche an Gasmaschinen und Gaserzeugern« sinngemäß anzuwenden.

Wenn möglich sind für jede Belastung mindestens 10 Diagrammsätze zu nehmen.

7) Wenn es sich um Abnahmeversuche handelt, so muß die Gewährleistung in jedem Fall voll erfüllt werden[1]).

Da es bei Leistungsversuchen oft nicht möglich ist, den Kompressor mit der im Vertrage angegebenen Höchstmenge und dem zugehörigen Drucke arbeiten zu lassen, so empfiehlt es sich, noch für eine weitere kleine Menge sowie für einen kleineren und größeren Druck Zahlen des voraussichtlichen Energieverbrauches oder zu erwartender Leistungen des Kompressors in den Vertrag aufzunehmen.

8) Die Gewährleistungen für die Wirtschaftlichkeit des Lieferumfanges gelten unter Ausschluß von Zwischenwerten als erfüllt, wenn der zugehörige wirtschaftliche Gesamtwirkungsgrad der Anlage erreicht wird.

Im Liefervertrage ist anzugeben, auf welchen Temperaturunterschied zwischen angesaugtem Gas und zulaufendem Kühlwasser sich die Gewährleistung bezieht.

C) Maßeinheiten und Benennungen.

9) Die Abmessungen sind im metrischen System anzugeben.

10) Drücke sind in kg/qm oder in kg/qcm anzugeben, es ist stets beizufügen, ob Ueber- oder Unterdruck, oder aber absoluter Druck gemeint ist. Unter Atmosphäre als Druckbezeichnung ist die metrische, d. h. 1 kg/qcm, zu verstehen.

Geringer Ueber- oder Unterdruck wird in mm W.-S. gemessen.

11) Alle Temperaturmessungen sind nach dem 100teiligen Thermometer, alle Wärmemessungen nach der Kilogramm-Kalorie (kg-cal) vorzunehmen.

12) Als mechanisches Wärmeäquivalent gilt der Wert 427 mkg = 1 cal, entsprechend 1 PS-st = 632 cal, 1 KW-st = 860 cal (genau 859,42 cal).

13) Die Gasmenge ist in cbm/sk, die Geschwindigkeit in m/sk, das Raumgewicht in kg/cbm anzugeben.

Die Nennliefermenge ist das Gasvolumen, bezogen auf Druck und Temperatur am Ansaugestutzen.

14) Die Leistung eines Kompressors in mkg/sk ist zu bestimmen:

a) aus dem Kompressordiagramm (indizierte Leistung);

b) unter Zugrundelegung der isothermischen Kompression als derjenigen Leistung, die für die gemessene Gasmenge und die gemessenen Drücke bei isothermischer Kompression aufzuwenden sein würde (isothermische Leistung):

$$L_{\text{isotherm.}} = p_0 \, V \ln \frac{p_1}{p_0},$$

wobei p_0 die absolute Anfangspannung (in kg/qm),
p_1 die absolute Verdichtungsspannung (in kg/qm),
V die angesaugte Gasmenge in cbm/sk, bezogen auf den Druck am Ansaugstutzen und auf das Mittel der Temperaturen des angesaugten Gases und des eintretenden Kühlmittels

bedeutet.

15) Wirkungsgrad des Kompressors ist das Verhältnis der ermittelten Leistung zu der dem Kompressor zugeführten Leistung, und zwar je nach der Bestimmung der Leistung:

a) nach dem Kompressordiagramm (mechanischer Wirkungsgrad);

b) unter Zugrundelegung der isothermischen Kompression (isothermischer Wirkungsgrad).

Der Wirkungsgrad des Kompressors allein muß dann immer bestimmt werden, wenn für den Kompressor, getrennt von der übrigen Anlage, Gewährleistung übernommen ist.

Bei Kolbenkompressoren ist die vom Steuerkolben etwa verrichtete Leistung zu berücksichtigen.

16) Der Wirkungsgrad der Kompressoranlage ist das Verhältnis der isothermischen Leistung des Kompressors zu der der Treibmaschine zugeführten Energie.

Der Wirkungsgrad der Kompressoranlage wird je nach der Bauart der Anlage verschieden bestimmt.

In den Fällen I bis V[1]) wird

einerseits die der Dampfmaschine zugeführte Energie[2]),

anderseits die Leistung des Kompressors (aus Menge und Druck) bestimmt.

Fall I.

$$\eta_{ges.} = \eta_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_r \cdot \eta_2 \cdot \eta_k.$$

$\eta_2 \cdot \eta_k$ = isothermischer Wirkungsgrad des Kompressors.

Fall II.

$$\eta_{ges.} = \eta_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_k.$$

Fall III.

$$\eta_{ges.} = \eta_d \cdot \underbrace{\eta_1 \cdot \eta_2}_{\eta'} \cdot \eta_k$$

Fall IV.

$$\eta_{ges.} = \eta_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_{dyn} \cdot \eta_l \cdot \eta_{mot.} \cdot \eta_{r2} \cdot \eta_2 \cdot \eta_k.$$

Fall V.

$$\eta_{ges.} = \eta_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_{dyn} \cdot \eta_l \cdot \eta_{mot.} \cdot \eta_2 \cdot \eta_k.$$

---

[1]) Diese scheinbare Schärfe, die im Gegensatz steht zu den in den »Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen« sowie in den »Regeln für Leistungsversuche an Gasmaschinen und Gaserzeugern« gestatteten Abweichungen von der Gewährleistung hat den Zweck, Ungleichheiten in den Angeboten der Lieferer zu beseitigen und dem Abnehmer von vornherein die Sicherheit zu geben, daß er für die ausbedungene Summe auch die vollen zugesagten Leistungen erhält, soweit diese durch die heute bekannten Meßgeräte nachzuweisen sind.

[1]) Die Fälle sind sinngemäß auf Turbokompressoren zu übertragen.

[2]) Die zugeführte Energie ergibt sich aus dem Wärmewert und der Menge des zugeführten Dampfes. Der Wärmewert wird nach den »Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen« bestimmt (sinngemäß auf Gasmaschinenantrieb zu übertragen).

In den Fällen VI und VII[1]) *wird*

einerseits die dem Motor in elektrischem Strom zugeführte Energie,

anderseits die Leistung des Kompressors (aus Menge und Druck) bestimmt.

Fall VI.

$$\eta_{ges.} = \eta_l \cdot \eta_{mot.} \cdot \eta_r \cdot \eta_1 \cdot \eta_k.$$

Fall VII.

$$\eta_{ges.} = \eta_l \cdot \eta_{mot.} \cdot \eta_1 \cdot \eta_k.$$

D) Ausführung der Untersuchungen.

17) Einrichtungen zur Vornahme von Druck-, Temperatur- und Mengenmessungen werden zweckmäßig von vornherein an der Kompressoranlage vorgesehen und im Liefervertrage vorgeschrieben[2]).

18) Die Untersuchungen sollen möglichst auf verschiedene Belastungen ausgedehnt werden, um den gesetzmäßigen Verlauf der Versuchsergebnisse festzustellen und damit die Güte der Einzelversuche beurteilen zu können.

19) Sämtliche Messungen sind im Beharrungszustand vorzunehmen.

20) Ist im Liefervertrage nicht besonders angegeben, an welchen Stellen die Druck- und Temperaturmessungen ausgeführt werden sollen, so sind die Meßstellen tunlichst nahe vor und hinter dem Kompressor zu wählen, jedoch nach Möglichkeit nicht dicht bei einer Krümmung, einer Querschnittsänderung oder der Einmündung eines Seitenrohres, jedenfalls nicht in der Nähe gekühlter Wandungen. Die Saugleitung ist, wenn nicht im Vertrage anders vorgesehen, abzuschalten[3]). Bei Turbokompressoren müssen Druck- und Temperaturmessung hinter dem Kompressor möglichst nahe dem Anschlußflansch der Druckleitung vorgenommen werden, wo keine Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck mehr stattfindet. Druck und Temperatur müssen in demselben Querschnitt gemessen werden. Liegen die Meßstellen nicht unmittelbar vor und hinter dem Kompressor, so sind die Strömwiderstände zwischen den Meßstellen und dem Kompressor diesem zugute zu rechnen[4]).

Die Druckmessung kann sich auf die Feststellung des statischen Druckes[5]) *mittels geeichter Meßgeräte (Wasser-, Quecksilber- oder Federmanometer) beschränken. An den erforderlichen Meßstellen sind Stutzen für Kontrollgeräte vorzusehen.*

Zur Temperaturmessung sind geeichte Meßgeräte zu benutzen. In Rohrleitungen sind die Meßgeräte zum Messen der Temperatur bis in die Mitte einzuführen (kein Oeltopf), im übrigen so tief, wie die Verhältnisse es gestatten[1]).

Wird die durch Kühlwasser abgeführte Wärmemenge bestimmt, so sind vor und hinter dem Zwischenkühler Thermometerstutzen in die Kühlwasserzu- und -abflußleitung einzubauen.

21) Soll die Gasmenge bestimmt werden, so sind alle für den Versuch nicht benutzten Leitungen von den Versuchsleitungen und dem Kompressor abzusperren, am besten mittels Blindflanschen. Die Versuchsleitungen usw. sind auf ihre Dichtheit zu prüfen und zu dichten.

22) Zur Entnahme von Diagrammen ist an jeder Arbeitseite des Kompressorzylinders ein Indikator möglichst unmittelbar am Zylinderraum ohne lange und scharf gekrümmte Zwischenleitung anzubringen.

Die Indikatoren und ihre Federn sind vor und nach dem Versuch nach den »Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen« zu prüfen.

Zum Anbringen von Indikatoren ist jede Seite des Kompressorzylinders, auf der Druck erzeugt wird, mit einer Bohrung für 3/4" oder 1" Whitworth zu versehen. Vor Beginn der Versuche sind zunächst einige Diagramme zu nehmen, dann die Indikatoren umzuwechseln, so daß der hintere Indikator nach vorn kommt und umgekehrt, und wieder einige Diagramme zu nehmen; der Zustand der Indikatoren gilt erst dann als einwandfrei, wenn die Diagramme beider Indikatoren praktisch genau genug übereinstimmen. Trifft diese Uebereinstimmung nicht zu, so sind die Indikatoren so instandzusetzen, daß eine Uebereinstimmung der Indikatordiagramme gewährleistet ist; erst dann können die Versuche vorgenommen werden.

Während des Versuches sind möglichst oft Diagramme auf jeder Arbeitseite des Kolbens zu entnehmen. Die Diagramme erhalten Ordnungsnummern und Angaben über die Zeit der Entnahme, sowie den Federmaßstab.

Beim Indizieren des Kompressors ist besonders darauf zu achten, daß die Diagramme, aus denen die Ansaugeleistung ermittelt werden soll, mit scharf eingestelltem Schreibstift leicht geschrieben werden, damit die Ansaugelinie richtig aufgezeichnet wird.

---

[1]) Die Fälle sind sinngemäß auf Turbokompressoren zu übertragen.

[2]) Das Gleiche empfiehlt sich auch für die Stutzen zum Anfüllen und Entleeren des schädlichen Raumes.

[3]) Bei angeschlossener Saugleitung empfiehlt es sich, an dieser Indikatordiagramme unmittelbar vor dem Kompressor zu nehmen.

[4]) Besser ist es, im Liefervertrage die Lage der Meßstellen von vornherein zu vereinbaren und die Gewährleistung auf diese Meßstellen zu beziehen.

[5]) Wird die kinetische Energie des Gases für die Untersuchung von wesentlicher Bedeutung, so sind folgende Druckgrößen wohl zu unterscheiden:

a) Statischer Druck (p_{st}) ist der innere Druck des Gases, also derjenige Druck, den ein im Gasstrom mit gleicher Geschwindigkeit bewegtes Druckmeßgerät anzeigen würde. Der statische Druck ist auch der Druck, den ein strömendes Gas gegen die Kanalwand ausübt.

b) Dynamischer Druck (Geschwindigkeitsdruck, p_d) ist die Drucksteigerung, die in einem bewegten Gasstrom vor dem Mittelpunkt eines Hindernisses auftritt; er ergibt sich aus der Formel

$$p_d = \frac{\gamma w^2}{2g},$$

wobei w die Strömungsgeschwindigkeit des Gases,
γ das Raumgewicht des Gases
bedeutet.

[Diese Näherungsformel (Fehlergrenze < 1 vH) gilt für alle Geschwindigkeiten bis $w = 60$ m/sk; bei höheren Geschwindigkeiten muß nach der Adiabate integriert werden entsprechend der Formel:

$$\int_{p_{st}}^{p_{st}+p_d} \frac{dp}{\gamma} = \frac{w^2}{2g}.\ ]$$

c) Gesamtdruck ist die algebraische Summe des statischen und des dynamischen Druckes

$$p_g = p_{st} + p_d.$$

In einer widerstandslosen Strömung ist der Gesamtdruck unabhängig vom Querschnitt an allen Stellen des Stromfadens gleich. Im ruhenden Gas ist $p_g = p_{st}$.

[1]) Es ist nicht immer, namentlich nicht bei Hochdruckkompressoren, möglich, die Thermometer unmittelbar mit dem Gasstrom in Berührung zu bringen. Für solche Fälle ist die Anwendung von Tauchrohren zur Aufnahme der Thermometer zulässig.

23) Die Menge des angesaugten oder geförderten Gases kann bestimmt werden:

a) durch Messung der Druckänderung bei Querschnittsverengung,
 α) durch Düsen,
 β) durch Drosselscheiben;

b) durch netzweise vorgenommene Messung der Geschwindigkeit in den Gasleitungen,
 α) mit Staugeräten,
 β) mit Anemometern;

c) durch unmittelbare Volumenmessung,
 α) mit Gasbehältern,
 β) mit eichfähigen Gasuhren;

d) durch Wärmemessung (Thomas-Messer und ähnliche);

bei Kolbenkompressoren außerdem:

e) aus der indizierten Saugleistung.

Zu a): Zur Mengenmessung mittels Querschnittverengung sind sowohl Verengungen irgend welcher Art am freien Ende der Rohrleitung, wie auch innerhalb der Leitung verwendbar.

Für die Verengungen sind solche Formen zu wählen, für welche zuverlässige Eichungen vorliegen, das sind entweder gut abgerundete Düsen oder ebene Drosselscheiben (Stauränder).

Besondere Beachtung verdienen dabei die Strömungsverhältnisse des Gases vor den Düsen oder Verengungen. Drehbewegungen des zuströmenden Gases sind durch Einbau von parallel richtenden Leitflächen zu beseitigen.

Wegen der späteren Umrechnung sind Druck und Temperatur vor den Düsen und Verengungen zu beobachten.

Zu b): Die Stromgeschwindigkeit soll nur mit anerkanntermaßen dazu geeigneten und geeichten Meßgeräten bestimmt werden. Empfohlen werden hydrostatische Meßgeräte Anemometer sind nur in der Art und in den Grenzen ihrer Eichung zu verwenden. Die Messung der Geschwindigkeit hat in so vielen Punkten des Querschnittes zu erfolgen, daß sich ein geschlossenes Bild der Geschwindigkeitsverteilung aufzeichnen läßt. Bei regelmäßigen Strömungsverhältnissen ist mindestens auf zwei zueinander senkrechten Durchmessern des Querschnittes zu messen.

Die mittlere Geschwindigkeit folgt dann entweder nach Unterteilung des Querschnittes in gleiche Flächenstücke als arithmetisches Mittel der zu den einzelnen Flächenstücken zugehörigen mittleren Geschwindigkeiten, oder durch graphische Integration.

Auf den Geschwindigkeitsabfall am Rande des Querschnittes ist besonders zu achten.

Wegen der späteren Umrechnung sind Druck und Temperatur am Ort der Geschwindigkeitsmessung zu beachten.

Die Mengenmessung durch Druckänderung bei Querschnittsverengung oder durch Messung der Geschwindigkeit ist nur zuverlässig, wenn starke Schwankungen des Gasstromes durch geeignete Vorrichtungen vermieden sind (besonders bei Messungen an Kolbenkompressoren zu beachten).

Angaben selbstaufzeichnender Geschwindigkeitsmesser sind nur dann anzuerkennen, wenn ihre Aufzeichnungen durch Stichproben mit einem der vorerwähnten Meßgeräte nachgeprüft werden.

Zu c): Gasbehälter sind zum Messen der geförderten Gasmenge verwendbar, sofern ihre Größe im Verhältnis zur Größe des Kompressors eine genügende Genauigkeit erwarten läßt. Besonderes Augenmerk ist hierbei auf die Gastemperaturen zu richten. Temperatur und Druck des Gases sind tunlichst nahe am Gasbehälter zu messen.

Als Gasuhren sind nur solche Bauarten zu verwenden, für die zuverlässige Eichungen vorliegen. Der Zustand (Verschmutzung während des Versuches) ist besonders zu beachten.

Zu d): Beim Thomas-Messer wird durch einen elektrischen Heizwiderstand die Gasmenge ein wenig erwärmt, wobei die elektrisch gemessene Temperaturerhöhung selbsttätig unverändert gehalten wird. Die in einem Zähler gemessene Heizenergie ist (unabhängig von Druck- und Temperaturschwankungen) dem durchfließenden Gasgewichte proportional.

Zu e): In solchen Fällen, in denen eine Messung nach a) bis d) nicht ausführbar oder nicht zu empfehlen ist, kann die Messung nach e) benutzt werden, obwohl ihr die im Erläuterungsberichte (s. w. u.) angegebenen Mängel anhaften.

Die indizierte Saugleistung ergibt sich aus dem Werte s_1 des Niederdruckdiagrammes, Fig. 1.

Fig. 1.

Die Bestimmung der relativen Feuchtigkeit des Gases durch ein Schleuderthermometer ist nicht erforderlich.

Der Charakter der Expansionslinie für den schädlichen Raum ist nachzuprüfen (richtige Schiebereinstellung).

Bei Kompressoren für unveränderliche Umlaufzahl und verschiedene Luftmengen kann die angesaugte Luftmenge durch Rückkonstruktion der Kompressionslinie bestimmt werden, wenn die veränderte Luftleistung durch Wiederausstoßen eines Teiles der angesaugten Luftmenge erreicht wird.

Werden die verschiedenen Luftmengen durch Veränderung des schädlichen Raumes erreicht, so bleibt die oben angegebene Bestimmung der angesaugten Luftmenge unverändert bestehen.

Die Abschlußorgane sind, wenn möglich, auf Dichtheit zu prüfen. (Forts. folgt.)

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 45. Sonnabend, den 9. November 1912. Band 56.

Inhalt:

Die Dachkonstruktion über dem neuen Gasbehälter in Berlin-Tegel.[1]

Von **A. Mecklenbeck**, Vorsteher des Statischen Bureaus der Städtischen Gaswerke Berlin.

1) Allgemeines.

Die Berliner Städtischen Gaswerke haben in ihrer Anstalt VI in Tegel einen neuen Gasbehälter errichtet, der mit einem Fassungsvermögen von 225000 cbm zurzeit der größte Gasbehälter Deutschlands ist[2]. Fig. 1 zeigt die allgemeine Anordnung und die Hauptabmessungen des bemerkenswerten Bauwerkes. Die lichte Weite des Gebäudes beträgt 75,2 m, die Spitze des Laternenaufsatzes liegt 90,3 m über dem Anstaltgelände und 95 m über der Beckensohle. Das Becken besteht aus bestem Klinkermauerwerk in Zementmörtel und ist durchweg mit 1 mm dickem Bleiblech und mit einer Klinkerabdeckung als Schutzschicht ausgekleidet. Der mittlere, durch eine Ringmauer abgegrenzte Teil dient zur Aufspeicherung von Anreicheröl und ist oben gegen Tropfwasser durch eine Blechdecke geschützt, die zwischen den Binder-Untergurten des Deckengespärres eingezogen ist. Die aus Ziegelmauerwerk aufgeführten Hauswände bilden im Grundriß ein 36-Eck, dessen Ecken in der äußeren Ansicht durch kräftige Pfeiler wirksam hervorgehoben sind. Drei vorgelegte Treppentürme dienen als Zugänge zu den Hausumgängen.

Die tangential geführte Behälterglocke ist fünffach teleskopiert, hat ein Gesamtgewicht von rd. 1400 t und gibt in ihrer höchsten Stellung einen Gasdruck von 280 mm Wassersäule. Als gemeinsame Führungsschienen für die Glocke und das untere Teleskop sind 18 Grey-Träger Nr. 22, die an den Umgängen und Versteifungsringen der Hauswand befestigt sind, verwandt. Im übrigen führen sich die einzelnen Teleskope gegenseitig. Mit Rücksicht auf eine stets leichte Zugänglichkeit sind sämtliche Rollen über dem Bekkenwasserstand angeordnet.

2) Die Dachkonstruktion.

Die Dachkonstruktion, Fig. 2 bis 4, ist als Sparren-Zeltdach ausgeführt, das bei einer Geschoßhöhe von 11,925 m den Raum in einer Stützweite von 76 m frei überspannt und eine Lüftlaterne von 19 m Dmr. trägt. Die Eindeckung besteht aus doppelter Papplage auf 2,5 cm Schalung und hölzernen Pfetten. Die Anordnung der Haupttragkonstruktion ist folgende: 36 biegungsfeste Bindersparren sind am untern Ende a, Fig. 5 und 6, in einem Fußring fest gestützt und lehnen sich oben bei b wagerecht gegen einen biegungsfesten Schlußring. Der Fußring ist auf den 36 Eckpfeilern des Gebäudes statisch bestimmt gelagert, und zwar so, daß die Auflagerpunkte in steter Folge senkrecht zum angrenzenden Fußringstab geführt sind. Demnach fallen die wagerechten Auflagerkräfte in die Richtung der Hauswände und werden von diesen sicher aufgenommen. Zwischen den oberen Gurtungen der Binder sind leichte Dachverbände angeordnet, die bei einseitiger Belastung den oberen Schlußring wagerecht abstützen sollen. Demgemäß erhalten die Ringstäbe dieser Verbände so geringe Querschnitte, daß sie als eigentliche Stützringe für die Bindersparren nicht wesentlich zur Wirkung kommen und daher bei gleichmäßiger Belastung des Daches als spannungslos angesehen werden können. In den Ebenen der Pfosten V_3 und V_6, Fig. 5, sind die Binder durch Querverbände paarweise gekuppelt. Die Laternenkonstruktion besteht aus 18 leichten Bindern, die in der Gebäudemitte in einer Spitze zusammengeführt sind. Eine zwischen den Endständern dieser Binder angeordnete leichte Verspannung bezweckt eine gute Verteilung der Laternenlast auf die Anschlußpunkte der Bindersparren. Die Haupttragkonstruktion einschließlich des wagerechten Schlußringes wurde ohne Rücksicht auf die günstig wirkende Aussteifung durch die räumliche Laternenkonstruktion berechnet.

3) Belastungsannahmen.

Doppelte Papplage auf 2,5 cm Schalung für 1 qm Dachfläche	35 kg
Holzpfetten	15 »
zusammen	50 kg.

Demnach:

Gewicht der Eindeckung . $\frac{50}{\cos\varphi}$ =	55 kg	für 1 qm Grundriß
Eigengewicht der Eisenkonstruktion	45 »	» 1 » »
mithin ständige Last	100 »	» 1 » »
Schneelast	75 »	» 1 » »
Winddruck für den einzelnen Bindersparren senkrecht zur Dachfläche 125 sin φ =	48 »	» 1 » Dachfläche

Im übrigen sind für einseitige Belastung des Daches aus Schnee und Wind 100 kg für 1 qm Grundriß in Rechnung gestellt. Ueber die Verteilung dieser Lasten s. weiter unten.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Brücken- und Eisenbau sowie Mechanik) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

[2] Von größeren Gasbehältern mit freistehendem Führungsgerüst seien an dieser Stelle genannt: Wien für 250000 cbm, East-Greenwich-London für 350000 cbm, New York für 420000 cbm, der größte Gasbehälter der Welt.

Fig. 1.

Gasbehälter von 225000 cbm Inhalt für die Gasanstalt VI der Stadt Berlin in Tegel.

Maßstab 1 : 500.

4) Ermittlung der äußeren Belastung.

a) Gleichmäßige Belastung.

Für eine gleichmäßig verteilte Belastung q auf 1 qm Grundrißfläche ergibt sich die Feldlast, s. Fig. 7, zu

$$A = \frac{1}{36}\, 38^2 \pi q = 126\, q.$$

Der Endwert der trapezförmigen Belastung eines Sparrens ist:

$$p = A \frac{2}{38} = 6{,}63\, q.$$

Die Laternenlast wird unmittelbar auf den Punkt b übertragen, und die wagerechte Lagerkraft des Sparrens ergibt sich demnach zu

$$B = \frac{28.5}{11{,}925}\left(\frac{28.5}{2} \cdot \frac{1}{3} + \frac{28.5 \cdot 9.5}{2 \cdot 38} \cdot \frac{2}{3} + \frac{9.5 \cdot 9.5}{2 \cdot 38}\right) p = 19{,}86\, p$$

$$B = 131{,}8\, q.$$

Insbesondere entsteht $B = 1\,t$ bei einer Belastung

$$q = 7{,}6 \text{ kg/qm},$$

woraus sich ergibt: $A =$ rd. 960 kg.

Dieser Belastungszustand wird im folgenden allgemein als »Zustand $B = 1$«, die entsprechenden Stabkräfte werden als

Zahlentafel 1.

		Zustand		Stab-	
		$B = 1$	$Z_n = -1$	Länge s	Querschnitt F
		S_b	S_n	cm	qcm
Sparren n	O_1	− 2,35	− 4,5	343	85
	O_2	− 2,32	− 4,5	»	»
	O_3	− 2,32	− 4,1	»	»
	O_4	− 2,25	− 4,1	»	»
	O_5	− 2,25	− 3,48	»	»
	O_6	− 2,08	− 3,48	»	»
	O_7	− 2,08	− 2,8	»	»
	O_8	− 1,87	− 2,02	»	70,6
	O_9	− 1,87	− 0,78	»	»
	T_n	—	−24,67	662	155,8
	T_{n+1}	+ 5,74	+ 24,67	»	»
$n$tes Dachfeld	D_1		± 0,21	913	6,56
	D_2		± 0,28	847	»
	D_3		± 0,44	782	»
	D_4		± 0,41	458	»
	D_5		± 0,57	422	8,7
	D_6		± 0,89	394	11,5
	A_{n-1}	—	− 1,8		
	A_n	0,96	+ 1,8		
	A_{n+1}	—	—		
	L_{n-1}	—	24,7		
	L_n	− 5,74	− 49,6		
	L_{n+1}	+ 5,74	24,7		

S_b-Kräfte bezeichnet. Die Knotenlasten des Sparrens wurden aus den zugehörigen Belastungsflächen berechnet und die Stabkräfte S_b zeichnerisch ermittelt. Die Spannkraft im angrenzenden Fußringstab ist:

$$T_{n+1} = \frac{B_n}{2 \sin \varepsilon}.$$

Ferner ergeben sich die wagerechten Auflagerdrücke

$$L_{n+1} = - L_n = T_{n+1} \text{ (infolge } B_n\text{)}.$$

Sämtliche Ergebnisse sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt.

Die Stabkräfte aus gleichmäßiger Belastung betragen:

für ständige Last (100 kg/qm) . . $S_g = \frac{100}{7,6} S_b = \text{rd. } 13,2\, S_b$,

für Schneelast (75 kg/qm) . . . $S_s = \frac{75}{7,6} S_b = \text{rd. } 9,9\, S_b$.

b) Einseitige Belastung.

Hierfür wurde eine senkrecht wirkende Belastung aus Schnee- und Winddruck $q_0 = 100$ kg/qm in Rechnung gestellt und nach dem Gesetz $q = q_0 \cos^2 \beta$ über die eine Dachhälfte verteilt angenommen. β bezeichnet den Neigungswinkel des betreffenden Sparrens gegen die Windrichtung, Fig. 8.

Der früher untersuchte »Zustand $B = 1$« wird auch der folgenden Berechnung zugrunde gelegt, so daß für irgend einen Sparren zunächst der Belastungszustand $B_n = \cos^2 \beta$ besteht. Die wirklichen Spannkräfte entstehen dann später durch Multiplikation mit dem Beiwert $\frac{100}{7,6} = 13,2$.

Infolge der Anordnung des biegungsfesten Schlußringes ist das Raumfachwerk 36fach, mit Rücksicht auf die Symmetrie der Belastung und Konstruktion 18fach statisch unbestimmt. Es entsteht also die immerhin umständliche Aufgabe, 18 Gleichungen mit 18 Unbekannten zu lösen. Die Berechnung wird durch die Annahme eines starren Schlußringes wesentlich vereinfacht und ist auch für diesen Fall durchgeführt worden. Im Anschluß daran wurde der Einfluß der elastischen Formänderung des Ringes auf die statisch unbestimmten Größen durch eine Näherungsrechnung ermittelt.

Fig. 2 und 3.
Dachbinder.
Maßstab 1 : 250.
Schnitt a-b.

Fig. 4. Dachgrundriß.

Maßstab 1 : 625.

5) Gang der Berechnung.

Man denke sich den Schlußring von dem übrigen Raumfachwerk getrennt, Fig. 9 und 10, und die in der Schnittlinie wirkenden Kräfte durch folgende zwei Kräftegruppen ersetzt:

a) eine Gruppe von radial gerichteten B-Kräften, entsprechend den wagerechten Lagerkräften der Sparren für die Belastungszustände: $B = \cos^2\beta$;

b) eine Gruppe von Z-Kräften in Richtung der Ringstäbe.

Da auf diese Weise über einen Teil der in der Schnittlinie wirkenden Kräfte (B-Kräfte) von vornherein verfügt wird, stellen die übrigbleibenden Kräfte, nämlich die Z-Kräfte, die statisch unbestimmten Größen dar. Als statisch bestimmtes Hauptsystem ist demnach »das durch die B-Kräfte gestützte offene Zeltdach« aufzufassen. Die angegebene Kräfteanordnung entspricht der Vorstellung, daß sich die Sparren wagerecht gegen den Schlußring lehnen, während dieser durch die Dachverbände gestützt wird. Die Elastizitätsbedingungen zur Bestimmung der Z-Kräfte lauten: Bei Einwirkung der äußeren Belastung sowie der B- und Z-Kräfte auf das Hauptsystem muß dessen oberer Ring die Kreisform beibehalten, und gleichzeitig muß sich der starre Schlußring unter diesen B- und Z-Kräften im Gleichgewicht befinden. Setzt man die geometrische Summe der B-Kräfte in der Windrichtung $= H_b$, so muß $H_b = \Sigma B \cos\beta = \Sigma Z \sin\alpha$ sein. Sind die Z-Kräfte bekannt, so lassen sich sämtliche Stab- und Auflagerkräfte sowie der Schlußring leicht berechnen.

Fig. 5 und 6.

System des Bindersparrens und der Dachverbände.

Fig. 7. Belastungsschema.

Fig. 8.

Verteilung der einseitigen Belastung.

6) Erste Querschnittsermittlung.

Zur vorläufigen Ermittlung der Querschnittsverhältnisse wurde angenommen, daß die Verteilung der Z-Kräfte nach dem Sinusgesetz erfolgt, d. h. es wurde angesetzt:

$$Z_n = \frac{H_b}{n} \sin \alpha_n \text{ (s. Fig. 10)},$$

worin $n = 18$ die halbe Anzahl der Sparren bedeutet. Für eine am Schlußring angreifende wagerechte Einzelkraft H ist jene Verteilung bekanntlich genau zutreffend, wie überdies später noch nachgewiesen werden wird.

Wie oben erwähnt, ist $H_b = \Sigma B \cos\beta = \Sigma \cos^3\beta$, und man findet mit der Beziehung $\Sigma \cos^3\beta = \dfrac{\int \cos^3\beta\, d\beta}{\frac{2\pi}{36}}$:

$$H_b = \frac{36}{2\pi} \cdot 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^3\beta\, d\beta = \frac{36}{2\pi} \cdot 2 \cdot \frac{2}{3} = 7{,}639 \text{ t}.$$

Für $\beta = 90^0$ ist

$$Z_{max} = \frac{7{,}639}{18} = 0{,}424 \text{ t}.$$

Fig. 9 und 10.
Anordnung der B- und Z-Kräfte.

Eine Belastung von 100 kg/qm ergibt als größte Angriffkraft eines Dachfeldes:

$$Z_{max} = 13{,}2 \cdot 0{,}424 = \text{rd. } 5{,}6 \text{ t}.$$

Für eine Beanspruchung von 1000 kg/qcm und eine fünffache Knicksicherheit wurden nunmehr die erforderlichen Stabquerschnitte nach den größten bisher gefundenen Spannkräften vorläufig bestimmt. Bemerkt sei bereits an dieser Stelle, daß die auf diese Weise gefundenen Querschnitte für die Ausführung beibehalten wurden, da die im folgenden durchgeführte genauere Berechnung die Notwendigkeit von Abänderungen nicht ergeben hat.

7) Genauere Berechnung der Z-Kräfte unter Annahme eines starren Schlußringes.

Wendet man den Satz der virtuellen Verrückungen nacheinander auf die Kräftezustände $Z_n = -1$ und den wirklichen Verschiebungszustand an, so erhält man die Elastizitätsgleichungen in der Form: $\delta_n = \Sigma S_n \Delta s$; darin bezeichnet

δ_n die wirkliche Verschiebung des Punktes n im Sinne von $Z_n = -1$,

S_n die Stabkräfte infolge $Z_n = -1$,

$\Delta s = \frac{S s}{E F}$ die wirklichen Formänderungen des Stabes.

Da infolge $Z_n = -1$ nur das in Fig. 11 dargestellte System gespannt wird, so erstreckt sich der Ausdruck unter dem Summenzeichen nur über die Stäbe dieses Systems, und die Elastizitätsgleichungen nehmen die einfache Form an:

$$\delta_n = \delta_{0n} - Z_{n-1}\, \delta_{n(n-1)} - Z_n\, \delta_{nn} - Z_{n+1}\, \delta_{n(n+1)}.$$

Alle übrigen Z-Kräfte sind ohne Einfluß auf δ_n.

Es bedeutet:

δ_{0n} die Verschiebung des Punktes n im Sinne von $Z_n = -1$ infolge der äußeren Belastung, wenn sämtliche $Z = 0$ gesetzt werden,

$\left.\begin{matrix}\delta_{n(n-1)}\\ \delta_{nn}\\ \delta_{n(n+1)}\end{matrix}\right\}$ die Verschiebung des Punktes n im Sinne von $Z_n = -1$ infolge der Belastung $\begin{cases} Z_{n-1} = -1 \\ Z_n = -1 \\ Z_{n+1} = -1. \end{cases}$

Der Berechnung der Verschiebungen wurde das System nach Fig. 11 »zug- und druckfeste Diagonalen, Ringstäbe spannungslos« zugrunde gelegt, und zwar mit Rücksicht darauf, daß die Diagonalen aus steifen Querschnitten gebildet sind und die für dieses System berechneten Spannkräfte fast durchweg unter der Eulerschen Knicklast bleiben. Die gedrückten Diagonalen knicken demnach nicht aus und dürfen bei der Berechnung der Formänderung nicht vernachlässigt werden. Es steht nicht in Widerspruch hierzu, daß die Bemessung der Stäbe nach einem andern System »zugfeste Diagonalen, druckfeste Ringstäbe« erfolgte.

Fig. 11. Zustand $Z_n = -1$.

Die Spannkräfte S_n für den Zustand $Z_n = -1$ wurden durch einen Kräfteplan ermittelt. Am Fußring greifen die Horizontalkräfte an:

$$K = \frac{a}{s \cos\varepsilon} = 4{,}3 \text{ t},$$

$$V_n = 1{,}0 - 2K \sin\varepsilon = 0{,}25 \text{ t},$$

Spannkräfte im Fußring:

$$T_{n+1} = -T_n = \frac{K}{2 \sin\varepsilon},$$

wagerechte Auflagerdrücke:

$$L_{n-1} = -T_n,\ L_n = -T_{n+1} + T_n - V_n,\ L_{n+1} = T_{n+1},$$

senkrechte Auflagerdrücke:

$$A_n = -A_{n-1} = K \operatorname{tg} \varphi.$$

Sämtliche Spannkräfte und Auflagerdrücke S_n finden sich in der Zahlentafel 1.

Man überzeugt sich leicht, daß $\delta_{n(n-1)} = \delta_{n(n+1)}$ ist; führt man die neuen Bezeichnungen ein:

$$E\delta_{nn} = a,\ E\delta_{n(n-1)} = E\delta_{n(n+1)} = -b,$$

so lauten die Elastizitätsgleichungen:

$$Z_{n-1}b - Z_n a + Z_{n+1}b = E\delta_n - E\delta_{0n}.$$

Die Z-Kräfte werden durch Einführung von $Z = X + Y$ in zwei Kräftegruppen berechnet. Die Gleichungen nehmen dann die Form an:

$$X_{n-1}b - X_n a + X_{n+1}b = -E\delta_{0n} \quad . \quad . \quad (1),$$
$$Y_{n-1}b - Y_n a + Y_{n+1}b = E\delta_n \quad . \quad . \quad (2).$$

Bezeichnet man mit ξ die wagerechte Verschiebung des Schlußringes in der Windrichtung, so wird bei starrem Schlußring $\delta_n = -\xi \sin\alpha_n$, Fig. 12.

Fig. 12.
Wagerechte Verschiebung des Schlußringes.

Die Y-Kräfte stellen demnach den Einfluß einer wagerechten Verschiebung ξ des starren Schlußringes auf die Z-Kräfte dar. Die geometrische Summe der Y-Kräfte nach der Windrichtung sei $\Sigma Y \sin\alpha = H_y$. Dann ist bei Verteilung der Y-Kräfte nach dem Sinusgesetz

$$Y_n = \frac{H_y}{n} \sin\alpha_n \quad (3),$$

wo $n = 18$ wieder die halbe Anzahl der Sparren bedeutet.

Der Beweis wird indirekt geführt. Durch Vereinigung von Gl. (2) und Gl. (3) ergibt sich:

$$\frac{H_y}{n} (\sin\alpha_{n-1} b - \sin\alpha_n a + \sin\alpha_{n+1} b) = E\delta_n.$$

Unter Beachtung von

$$\alpha_{n-1} = \alpha_n + 2\varepsilon$$
$$\alpha_{n+1} = \alpha_n - 2\varepsilon$$

folgt:
$$\frac{H_y}{n} \sin\alpha_n (2b\cos 2\varepsilon - a) = E\delta_n,$$

oder auch:
$$C \sin\alpha_n = E\delta_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Darin ist $C = \frac{H_y}{n}(2b\cos 2\varepsilon - a)$ eine Konstante.

Gl. (4) drückt aus: Bei der angenommenen Verteilung der Y-Kräfte nach dem Sinusgesetz bleibt die Kreisform des Schlußringes gewahrt; oder umgekehrt: Bei einer wagerechten Verschiebung des starren Schlußringes verteilen sich die Y-Kräfte nach dem Sinusgesetz. Für $\alpha = 90^0$ ist $\delta_n = -\xi$, mithin $C = -E\xi$.

Die X-Kräfte stellen diejenigen Z-Kräfte dar, welche infolge der äußeren Belastung entstehen würden, wenn sich die oberen Ringpunkte überhaupt nicht wagerecht verschieben könnten, d. h. wenn der starre Schlußring außerhalb des Fachwerkes unverschieblich gestützt wäre.

Wendet man Gl. (1) auf den Punkt 0 an, Fig. 8, so ergibt sich mit Rücksicht auf die Symmetrie:

$$-X_2 b + X_1 a + X_1 b = -E\delta_{00},$$

und wegen $\delta_{00} = 0$:
$$X_2 = X_1 \frac{a+b}{b}.$$

Wird zunächst X_1 als bekannt angenommen, so lassen sich sämtliche übrigen X-Kräfte durch X_1 und die Werte $E\delta_{0n}$ ausdrücken, so daß man schreiben kann:

$$X_n = \mu_n X_1 + X_n' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Aus Gl. (1) folgt:

$$X_{n+1} = -X_{n-1} + X_n \frac{a}{b} - \frac{E\delta_{0n}}{b}$$

und entsprechend:

$$X_n = -X_{n-2} + X_{n-1} \frac{a}{b} - \frac{E\delta_{0(n-1)}}{b} \quad . \quad . \quad (6),$$

woraus sich die X-Kräfte schrittweise berechnen lassen. Zunächst werden die Werte μ_n bestimmt, indem sämtliche $\delta_{0n} = 0$ gesetzt werden; dann finden sich anderseits aus der Gleichung (6) die Werte X' aus der Bedingung $X_1 = 0$.

Es ist
$$\mu_n = -\mu_{n-2} + \mu_{n-1} \frac{a}{b} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7),$$

$$X_n' = -X_{n-2}' + X_{n-1}' \frac{a}{b} - \frac{E\delta_{0(n-1)}}{b} \quad . \quad . \quad (8).$$

Zur Berechnung von X_1 dient schließlich die aus der Symmetrie sich ergebende Bedingung:

$$X_{19} = -X_{18}$$
$$X_1 \mu_{19} + X_{19}' = -(X_1 \mu_{18} + X_{18}'),$$

woraus folgt:
$$X_1 = -\frac{X_{18}' + X_{19}'}{\mu_{18} + \mu_{19}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Zur Berechnung von $\Sigma Y \sin\alpha$ ist zu beachten, daß sich der Schlußring unter den Kräften B, X und Y im Gleichgewicht befinden muß. Aus

$$\Sigma B\cos\beta - \Sigma X \sin\alpha - \Sigma Y \sin\alpha = 0$$

folgt mit dem früher ermittelten Wert $H_b = \Sigma B \cos\beta = 7{,}6394$:

$$H_y = \Sigma Y \sin\alpha = 7{,}6394 - \Sigma X \sin\alpha \quad . \quad . \quad (10).$$

Schließlich sind die Werte

$$Y_n = \frac{H_y}{18} \sin\alpha_n \text{ und } Z_n = X_n + Y_n$$

zu berechnen.

8) Berechnung der Werte a, b und $E\delta_{0n}$.

Es ist
a) $a = E\delta_{nn} = \Sigma S_n^2 \frac{s}{F}$

(Spannkräfte S_n siehe Zahlentafel 1).

Der Summenausdruck liefert den Wert $a = 6266$.

b) $b = -E\delta_{n(n-1)} = -\Sigma S_n S_{n-1} \frac{s}{F}$.

Beiträge liefern nur der Sparren $n-1$ und der Fußringstab n. Hierfür ist $S_{n-1} = -S_n$. Es ergibt sich $b = 3039$, mithin

$$\frac{a}{b} = \text{rd. } 2{,}06.$$

c) $E\delta_{0n} = \Sigma S_0 S_n \frac{s}{F}$.

S_0 ist die Stabkraft infolge der äußeren Belastung. Beiträge liefern nur die Sparren $n-1$ und n sowie die Fußringstäbe n und $n+1$. Es ist $S_0 = BS_b$, worin S_b nach der früheren Festsetzung die jeweilige Stabkraft für den Zustand $B = 1$ bedeutet (Zahlentafel 1). Mit der Bezeichnung

$$\Sigma S_b S_n \frac{s}{F} = c$$

ergibt sich:
$$E\delta_{0n} = c(B_n - B_{n-1}),$$

oder auch:
$$\frac{E\delta_{0n}}{b} = \frac{c}{b}(B_n - B_{n-1}).$$

Nun ist $c = 872$ (Ausdehnung des Summenausdrucks über den Sparren n und den Fußringstab $n+1$), mithin

$$\frac{c}{b} = \frac{872}{3039} = 0{,}287, \quad B_n = \cos^2\beta_n.$$

(Schluß folgt.)

Wasserkraftanlage mit Holzstoff- und Papierfabrik Wolfsheck

der Firma E. Holtzmann & Cie. in Weisenbachfabrik (Baden).[1)]

Von Dr.-Ing. **Fr. Oesterlen,** Heidenheim a. d. Brenz.

(Schluß von S. 1774)

2) Holzschleiferei.

In den Gesamtplan der Papierfabrikanlage, Taf. 11, sind auch sämtliche Turbinen und Großkraftschleifer eingezeichnet[2)]. Fig. 21 bis 24 (S. 1772) veranschaulichen die Konstruktion der dreipressigen Schleifer für 1 m langes Schleifholz. Der hohen Belastung jedes Schleifers mit normal 650 PS entsprechend sind die Preßflächen reichlich bemessen, und die Pressen lassen infolge ihrer großen Breite

[1)] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen sowie Wasserkraftmaschinen und Wasserbau) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 75 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2)] s. a. Z. 1912 Nr. 23 Textbl. 13 Fig. 4.

einen hohen Schleifdruck zu, ohne Splitter zu reißen. Um den Schleifdruck ohne zu hohe Ueberdrücke in den Preßzylindern erzeugen zu können, sind deren Durchmesser recht groß gewählt. Zum Erzeugen von 100 kg lufttrocknen Holzstoffes werden in Wolfsheck einschließlich aller Nebenmaschinen noch nicht ganz 7 PS verbraucht.

Das zum Anpressen des Holzes an den Schleifstein erforderliche Druckwasser wird von Kolbenpumpen mit großen Windkesseln, die in der Schleiferei bei *p*, Tafel 11, stehen, erzeugt, und zwar liefern diese Pumpen in Wolfsheck nur das Druckwasser für den Arbeitsgang der Pressen, während das Druckwasser für den Rücklauf und den raschen Vorschub der Pressen, bis das Holz zusammengedrückt ist, aus dem Turbinendruckrohr entnommen wird. Der Schleifdruck wird durch einen von jedem Schleifer durch Gummigurt angetriebenen Regler in solcher Höhe gehalten, daß die Umlaufzahl der Turbine gleichbleibt; die Leitschaufeln werden dabei nur von Hand eingestellt.

In Anlagen, bei denen keine Wasserkraft mit großem Gefälle vorhanden ist, werden nach einem Verfahren[1]) der Firma Voith zweierlei Drücke durch Pumpen erzeugt, und zwar ein niedriger Ueberdruck von 2 bis 4 at zum Manövrieren, d. h. für den Rücklauf der Pressen und das rasche Anfahren, bis das Holz zusammengedrückt ist, und ein hoher Ueberdruck von 10 at, der vom Regler auf den jeweils zum Schleifen nötigen Arbeitsdruck verringert wird. Beide Drücke sind gänzlich unabhängig voneinander, die große Wasserentnahme beim Rückgang der Pressen kann daher keinen Einfluß auf den geregelten Arbeitsdruck ausüben. Auf diese Weise sind Störungen in der Regelung ausgeschaltet, und der Regler arbeitet auch bei den größten Belastungsschwankungen rasch und genau.

Der Vollständigkeit halber sei hier auf die seit Erbauung der Anlage Wolfsheck ausgebildete Neuerung im Holzschleiferbau hingewiesen, die einen wesentlichen Fortschritt bedeutet. Dies ist ein hydraulischer Großkraftschleifer mit selbsttätiger Holzzuführung[2]), der als Magazinschleifer bezeichnet wird, Fig. 30.

Fig. 30. Magazinschleifer.

Ueber je zwei zusammengehörigen und selbsttätig umsteuernden Pressen ist ein Holzspeicher aufgebaut, in dem das Schleifholz in großen Mengen aufgestapelt wird. Beim Rücklauf der Pressen füllen sich die Pressen durch Nachfallen des Holzes aus dem Speicher von selbst. Der Speicher wird so groß gemacht, daß sein Holzinhalt für zwölf und mehr Stunden ohne Nachfüllen genügt, und es wird dadurch, besonders bei Anlagen mit mehreren Magazinschleifern, erheblich an Arbeitskosten gespart. Infolge der Unabhängigkeit des Arbeitens von der Bedienungsmannschaft wird der erzeugte Holzschliff außerdem vollkommen gleichmäßig und die Kraft sehr gut ausgenutzt.

Nach zuverlässigen Angaben aus der Praxis erfordern 100 kg lufttrocknen mit 0,9 bis 1 mm Lochweite gesichteten Holzschliffes von guter Beschaffenheit 6 bis 7 PS einschließlich aller Nebenmaschinen, und es hat sich weiter gezeigt, daß der Magazinschleifer zum Herstellen normalen Handelsschliffes wie auch des besten Feinschliffes gleich gut geeignet ist.

Die beiden Pressen haben zusammen die gleiche Schleiffläche wie der dreipressige oben beschriebene Schleifer, sie werden ebenfalls durch Druckwasser bewegt und in ihren Endlagen durch das aus Fig. 30 ersichtliche, vor dem Schleifer stehende Schaltgetriebe umgesteuert. Das geschieht, sobald eine der Pressen leer gearbeitet ist, durch einen Anschlag am Preßkasten, der auf ein Schaltwerk einwirkt. Dieses stellt den Umsteuerhahn so ein, daß der Kolben und die mit ihm verbundene Preßplatte schnell zurückgeht. Der Preßkasten wird frei, und das bis dahin auf der oben geschlossenen Platte ruhende Schleifholz fällt in den leeren Kasten. Nach Verlauf eines bestimmten Zeitabschnittes wird der Umsteuerhahn auf raschen Vorwärtsgang geschaltet, und die Preßplatte geht solange rasch vorwärts, bis nach einigen Sekunden durch eine dritte Schaltbewegung der geregelte Arbeitsdruck auf die Preßplatte wirkt und der Schleifvorgang von neuem beginnt. Das Umsteuern und Füllen einer Presse dauert nur wenige Sekunden, und es erhöht während dieser kurzen Zeit der hydraulische Regler den Druck auf die zweite arbeitende Presse so weit, daß die Umlaufzahl ungefähr gleichbleibt. Bei einer Anlage mit mehreren Magazinschleifern und einer Kraftquelle ist die Steuerwelle gemeinsam, und die Umsteuervorrichtungen sind so angeordnet, daß während des Wechsels einer Presse die übrigen Pressen nicht ebenfalls umsteuern können.

Bei der Konstruktion des Schleifers müssen die beim Umsteuern auftretenden Druckschwankungen berücksichtigt werden; die Lager haben Ringschmierung und Wasserkühlung. Für das Schärfen des Steines ist zwischen den beiden Holzzufuhrschächten eine Steinschärfmaschine angebracht, die durch Druckwasser quer zum Stein bewegt wird. Die Magazinschleifer werden in verschiedenen Größen bis zu 1100 PS Kraftaufnahme gebaut.

In der Anlage Wolfsheck gelangt der Holzstoff von den Schleifern durch Sammelrinnen *s*, Taf. 11, zu den tieferliegenden Splitterfängern, von denen er nach Ausscheiden der groben Teile durch Kreiselpumpen *f* nach oben zu den im nächsten Stockwerk unmittelbar über der Schleiferei aufgestellten umlaufenden Sortierern und Entwässerungsmaschinen geschafft wird (s. Grundriß des ersten Stockwerkes, Schnitt *CD*). Die Splitterfänger bestehen aus Schüttelsieben, die durch Exzenter bewegt werden. Die Sortiermaschinen, Entwässerungsmaschinen und Splitterfänger, die Druck- und Stoffpumpen werden durch Seil- und Riemenübertragung von der Turbine 4 angetrieben.

Die 12 Sortiermaschinen, Fig. 31 und 32, denen der Holzstoff durch eine Sammelrinne *g*, Tafel 11, zugeführt wird, sind auf einer Eisenbetonbühne aufgestellt und geben den ausgesonderten Stoff an die auf beiden Seiten stehenden 19 Entwässerungsmaschinen ab. Der nicht genügend feine Stoff, der von den Sortiermaschinen ausgeschieden wird, gelangt in die Rührbütte *h*, um durch Rohrleitungen den unten neben den Schleifern stehenden Raffineuren zuzufließen, die den Holzstoff verfeinern, worauf er sich durch die Rinnen *i* (s. Grundriß der Schleiferei) im Sammelraum unter den Splitterfängern mit dem von diesen kommenden Stoff vereinigt, um wieder auf die Sortiermaschinen gehoben zu werden.

[1]) D. R. P. Nr. 188998.

[2]) D. R. P. Nr. 222577, 236143 und 230802; vergl. Z. 1912 S. 919, insbesondere Fig. 8 und Textbl. 13 Fig. 6.

Fig. 31 und 32. Sortiermaschine mit wagerechter Welle.
Maßstab 1 : 35.

Die umlaufenden Sortiermaschinen, Fig. 31 und 32, haben die früher fast ausschließlich angewandte Konstruktion mit Schüttelsieben ganz verdrängt. Bei den umlaufenden Maschinen wird das zu sichtende Stoffwasser durch einen weit in das Innere des Flügelrades ragenden Einlauf in vielen einzelnen, meistens radial austretenden Strahlen in das Flügelrad eingeführt, durch dessen Schaufeln zerschlagen und gleichmäßig verteilt auf das Sieb geschleudert. Die durch das Sieb gehenden feinen Stoffteile fließen durch einen Auslauf weg, und die innerhalb des Siebes bleibenden groben Stoffteile werden durch die etwas schräg gestellten Flügel nach der Antriebseite hin befördert, durch das aus dem Spritzring ausfließende Wasser ausgewaschen und von den Flügeln nochmals erfaßt. Auf diese Weise wird der letzte Rest von guter Faser von den groben Teilen getrennt und durch das Sieb geschleudert. Die groben Teile verlassen die Maschine durch den Raffineurstoffauslauf. Um zu verhindern, daß der aus dem Einlauf in die Maschine kommende Stoff unmittelbar nach dem Raffineurstoffauslauf gelangt, ist das Flügelrad durch eine Trennungsscheibe in zwei Teile, eine eigentliche Sortierzone und eine Nachsortierzone, geteilt.

Der Aufbau der Sortiermaschinen ist außerordentlich einfach; die Flügelradwelle, auf der auch die Antriebscheiben sitzen, läuft in zwei Ringschmierlagern, die auf Konsolen an den beiden Seitengestellen stehen. Stopfbüchsen, die bei raschlaufenden Wellen stets Schwierigkeiten ergeben, sind ganz vermieden. Der Austritt von Stoffwasser durch die Wellenöffnungen wird durch zwei mit der Welle umlaufende Spritzringe verhindert. An diesen Stellen wird Luft eingesaugt, was den Sichtvorgang unterstützt. Das Sieb ist durch Winkeleisen versteift und durch zwei Spannbänder gegen die Seitengestelle abgedichtet. Nach dem Lösen dieser Bänder und einiger weniger Schrauben, mit denen das Sieb zusammengehalten ist, kann das letztere bequem aus der Maschine herausgenommen werden. Die Außenmäntel sind mit Reibern an den Gestellen befestigt und mit den oberen festen Querstücken durch Klappschrauben verbunden. Auch diese Verbindung ist in wenigen Minuten zu lösen, so daß ein verstopftes Sieb rasch ausgewechselt und die Maschine in ganz kurzer Zeit wieder in Betrieb gesetzt werden kann. Infolge der gleichmäßigen Stoffverteilung über die ganze Siebfläche ist die Leistung der in 5 Größen gebauten Maschinen außerordentlich hoch, und zwar beträgt sie 1500 bis 20000 kg lufttrocknen Stoffes in 24 st; der Kraftbedarf ist infolge Wegfalles aller Räder, Stopfbüchsen, Spurzapfen usw. gering.

Von den Schleiferturbinen 6 bis 11 wird außer den Schleifern noch je ein Raffineur durch Riemen mit Voll- und Leerscheibe angetrieben, außerdem stehen bei den Splitterfängern noch weitere von einem Vorgelege angetriebene Raffineure.

Fig. 33 und 34. Raffineur mit wagerechter Welle.
Maßstab 1 : 40.

Der Holzstoff wird in den Raffineuren, Fig. 33 und 34, die mit liegender Welle nach Bauart Nacke ausgeführt sind, zwischen zwei mit Schärfung versehenen Steinen gemahlen. Der eine Stein, der Bodenstein, ist fest in den Deckel eingelassen, während der Läufer mit Gehäuse leicht lösbar auf einem Kegel der Welle sitzt. Das Mahlgut läuft durch einen reichlich bemessenen Zulaufkanal den Steinen in der Mitte zu und wird durch die eingehauenen Kanäle über den ganzen Umfang der breiten Mahlflächen verteilt.

Der fein vermahlene Stoff fließt unten aus dem Gehäuse ab. Die Steine werden durch Verschieben der in zwei Ringschmierlagern laufenden Welle mittels Spindeln und eines Querarmes, der auf ein am Ende der Welle angeordnetes Doppel-Stützkugellager drückt, eingestellt und aufeinandergepreßt. Der Anpreßdruck wird durch eine kräftige Feder, die mit einer der Spindeln verbunden ist, nachgiebig und durch ein besonderes Handrad leicht verstellbar gemacht. Die in Wolfsheck verwendeten Raffineure haben 1000 und 1500 mm Steindurchmesser. Für die ganze erzeugte Stoffmenge sind zwei Raffineure mit 1500 mm und fünf mit 1000 mm Steindurchmesser mehr als ausreichend.

Auf den Zylinder-Entwässerungsmaschinen, deren eine Fig. 35 ohne Filzbespannung zeigt, wird der Holzstoff auf 25 bis 30 vH Trockengehalt entwässert und in Rollen von 2 × 800 mm Breite abgenommen, um entweder zur unmittelbaren Weiterverarbeitung in die Holländer gebracht oder aber bei großer Holzstofferzeugung zum Teil gelagert und erst später wieder verwendet zu werden. Die Entwässerungsmaschinen zeigen die kräftige Voithsche Zylinderkon-

struktion mit Hochkantstäben aus Messing, Querstäben und Gasrohrversteifungen; die Trogwände sind für rasche Wasserabführung eigens ausgebildet, wodurch eine hohe Leistung des Rundsiebes erreicht wird. Der Pressenteil hat hölzerne Filzleitwalzen, die in neuerer Zeit in geschlossenen Büchsen mit Kugelsitz und gemeinsamer Fettschmierung laufen. Für die gußeisernen Preßwalzen sind Parallelhebung und Belastung durch Hebel und Gewichte vorgesehen. Fig. 36 zeigt den Sortiersaal mit einer Reihe der Entwässerungsmaschinen.

Fig. 35. Zylinder-Entwässerungsmaschine.

Bei den mit Wasserkraft betriebenen Schleifereien, deren verfügbare Leistung wechselt, wird je nach dem Wasserstande viel oder wenig Holzstoff geschliffen, und es liegt für die Wasserkraftausnutzung ein großer Vorteil darin, daß es möglich ist, den von den Entwässerungsmaschinen kommenden Holzstoff monate- und jahrelang zu lagern und dadurch einen Ausgleich zu schaffen. Bei Dampfschleifereien oder solchen mit gleichbleibender Wasserkraft wird im Allgemeinen stets nur so viel Holzstoff geschliffen, als auf den Papiermaschinen sofort verarbeitet werden kann, wobei dann zweckmäßigerweise der Holzstoff nicht erst in Rollenform gebracht, sondern nach dem Eindickverfahren nur soweit entwässert wird, als es für den Eintrag in die Holländer erforderlich ist. Der Stoff wird, von den Eindickzylindern kommend, in großen Rührbütten gesammelt und von diesen den Holländern zugeführt. Dadurch, daß bei diesem Verfahren der Holzstoff stets ganz frisch, noch warm und aufgelöst in die Holländer kommt, wird deren Mahlarbeit bedeutend vermindert, und es wird sehr wirtschaftlich gearbeitet. Um für Wolfsheck diese Vorteile ebenfalls auszunutzen, ist dort die Einrichtung so getroffen, daß teilweise auch nach dem Eindickverfahren gearbeitet werden kann. Die Eindickzylinder stehen in dem Stockwerk über den Holländern, s. Längsschnitt *A-B*, Taf. 11. Der Stoff wird den Eindickzylindern unter Umgehung der Entwässerungsmaschinen von den Sortiermaschinen her zugeführt und gelangt dann nach der Eindickung unmittelbar in die darunter stehenden Holländer.

Das Wasser, das dem Holzstoff in den Schleifern und den Sortiermaschinen zuzuführen ist, wird in den Entwässerungsmaschinen größtenteils wieder ausgeschieden und dient dann im Kreislauf als Spritzwasser für die Schleifer und die Sortiermaschinen.

In den Entwässerungsmaschinen selbst wird reines Frischwasser zum Abspritzen der Siebtrommel gebraucht, also dem Fabrikationswasser zugeführt, so daß stets nahezu um diesen Betrag mehr Fabrikationswasser vorhanden ist, als im Kreislauf für die Schleiferei erforderlich ist. Man muß also diese überschüssige Wassermenge weglaufen lassen, läßt sie aber vorher durch Filter gehen, um den darin noch enthaltenen Holzstoff zu gewinnen und das Wasser, ehe es in die Murg läuft, zu reinigen. Es sind zu diesem Zwecke vier Füllner-Filter *l* in dem Raum unter den Holländern aufgestellt, denen auch das Abwasser von den Papiermaschinen zugeführt wird. Der Fangstoff dieser Filter wird mit in die Holländer eingeführt.

Fig. 36. Sortiersaal mit Entwässerungsmaschinen.

3) Papierfabrik.

Die eigentliche Papierherstellung beginnt mit der Einführung des Holzstoffes in die Holländer, in denen er vor seiner Zuführung zur Papiermaschine gemahlen und mit den nötigen Zusätzen vermischt wird. In Wolfsheck stehen sieben Horne-Holländer, Fig. 37, die von einer unter dem Holländersaal entlang laufenden Vorgelegewelle angetrieben werden und ihre Kraft von der 520 PS leistenden Turbine 1 erhalten.

Die Holländer, Bauart Horne, Fig. 38 und 39, benannt nach dem amerikanischen Erfinder, haben in Amerika und auch in Deutschland, insbesondere in Druckpapierfabriken, eine große Verbreitung gefunden. Sie zeichnen sich durch eine breite Mahlwalze und hervorragend flotten Stoffumlauf aus. Die schwere gußeiserne Mahlwalze mit starken Messern aus bester Bronze hat eine sehr kräftige Welle, die in Ringschmierlagern läuft und mit Parallelhebung und Entlastungsvorrichtung ausgestattet ist. Die Holländerschalen sind aus Eisenbeton mit gußeiserner Bewehrung hergestellt. Das Grundwerk liegt bei dieser Bauart an der tiefsten Stelle des Troges, der Holländer fängt daher schon bei ganz kleinem Eintrag zu ziehen an.

Fig. 37. Holländersaal.

Von den Holländern aus gelangt der Stoff zunächst in eine große Mischbütte, in der er auf gleichmäßige Zusammensetzung gebracht wird. Von da wird er in zwei große in dem gleichen Raum unter den Holländern und neben den Füllner-Filtern stehende Vorrats- und Rührbütten der beiden Papiermaschinen befördert.

Fig. 38 und 39. Horne-Holländer.

Maßstab 1 : 80.

Die eine Papiermaschine mit 2400 mm Breite des beschnittenen Papieres für eine Geschwindigkeit von 175 m/min ist schon im Jahre 1906 geliefert worden, während die zweite größere mit 3200 mm Breite für eine Geschwindigkeit von 200 m/min im Jahre 1911 aufgestellt worden ist.

In der Gesamtanordnung und in der Ausführung des Antriebes sind die beiden Papiermaschinen einander gleich, dagegen sind bei der zuletzt gelieferten Maschine einzelne Teile nach den neuesten Fortschritten des zeitgemäßen Papiermaschinenbaues ausgebildet worden. Im nachstehenden soll kurz auf diese Verbesserungen und die sonstigen Hauptmerkmale der Maschine eingegangen werden.

Gleich die erste Einrichtung, in die der Papierstoff nach dem Stoffregler gelangt, der Knotenfänger, der hier zugleich als Sandfang dient, ist eine vollständig neue Konstruktion [1].

Die Achse des Knotenfängers, Fig. 40 und 41, steht in der Richtung des Papierlaufes und der Stoff fließt vom Innern des Knotenfangzylinders auf kürzestem Wege unter Vermeidung langer Stoffrinnen in den Einlaufkasten der Siebpartie. Der Stoff tritt an der Stirnseite des gußeisernen muldenförmigen Troges ein, fließt um den langsam umlaufenden Knotenfangzylinder, tritt von außen nach innen durch feine in den Phosphorbronzemantel eingefräste Schlitze und verläßt den Zylinder durch den weiten Hals an der entgegengesetzten Stirnwand des Kastens. Um eine große Sortierfläche zu erhalten, wird der Zylinder mit großem Durchmesser ausgeführt, der im vorliegenden Falle 1200 mm beträgt, und taucht so tief in den Stoff ein, daß 70 vH seiner gesamten Fläche zur Sortierarbeit ausgenutzt werden.

Der Durchgang der Fasern durch die Schlitze des Siebzylinders wird durch das Stoffgefälle zwischen dem äußeren und inneren Raum erzwungen. Er wird außerdem durch Schüttelplatten unterstützt, die außerhalb des Zylinders im Troge liegen und um eine über dem Stoffspiegel gelagerte Achse schwingen. Der Hub der Schüttelplatten ist im Betriebe verstellbar.

Die Schlitze des Knotenfangzylinders werden durch ein innerhalb des Zylinders angeordnetes Spritzrohr gereinigt. Das Spritzwasser und die abgespritzten Knoten werden durch Rinnen aufgefangen und abgeleitet, so daß kein Spritzwasser in den Stoff gelangen kann. Schwere Teile sammeln sich unten im Trog und werden von Zeit zu Zeit abgelassen.

Der Zylinder wird durch Schneckengetriebe bewegt, und die Gelenke der Schüttelvorrichtungen stehen unter regelbarem Federdruck, wodurch ein dauernd geräuschloser Gang gesichert ist. Besonders hervorzuheben ist die hohe Leistungsfähigkeit dieser Knotenfänger, die gestattet, selbst für die größte Papiermaschine mit einem Knotenfänger auszukommen. Der in Wolfsheck aufgestellte Fänger kann bei 0,7 mm Schlitzweite bis zu 40 t Stoff in 24 st sichten.

[1] D. R. P. Nr. 219100 und 225771.

Die an den Auslaufkasten des Knotenfängers anschließende und mit ihm durch ein Gummituch verbundene Siebpartie der Papiermaschine, Fig. 42, weist gegen die frühere Ausführung ebenfalls verschiedene Neuerungen auf. Das in den letzten Jahren in Aufnahme gekommene Verfahren, mit großem Siebgefälle zu arbeiten, hat sich immer mehr Eingang verschafft und ist bei dieser Papiermaschine wie auch bei der älteren angewandt. Dieses sogenannte Eibel-Martin-Verfahren trägt wesentlich dazu bei, ein rascheres Arbeiten als bisher zu ermöglichen, die Leistung der Papiermaschine und insbesondere der Schnelläufer für Rotationsdruckpapier zu erhöhen und gleichzeitig auch die Papierbeschaffenheit zu verbessern. Das Verfahren besteht darin, den über das Sieb fließenden Stoff möglichst rasch durch ein entsprechend großes Gefälle der Siebvorrichtung auf die Siebgeschwindigkeit zu bringen und dadurch die ganze Siebfläche für die Papierblattbildung nutzbar zu machen, während dies bisher erst nach erfolgter Beruhigung des Stoffes kurz vor dem Saugerteil der Fall war.

Die obere Grenze des Siebgefälles beträgt für die zurzeit angewandten Papiergeschwindigkeiten bei Druckpapier bis zu 200 m/min rd. 500 bis 600 mm bei 20 bis 22 m endloser Sieblänge, was einer Neigung von rd. 1 : 16 entspricht. Um die Siebneigung dem Rohstoff und der Arbeitsgeschwindigkeit anpassen und das jeweils günstigste Gefäll ausprobieren zu können, werden die Maschinen so gebaut, daß die Siebneigung während des Ganges bequem verstellt werden kann. Bei dieser Anordnung steht dann die ganze Siebpartie einschließlich der Saugvorrichtung auf zwei kräftigen gußeisernen Tragbalken, die beim Einlauf einen Drehpunkt haben und am Ende der Saugvorrichtung gehoben und gesenkt werden können, s. Fig. 42. Der Einlauftisch bleibt dabei ungefähr in gleicher Höhe, so daß an den Einlaufverhältnissen nichts geändert wird. Die Siebpartie der großen Papiermaschine in Wolfsheck hat 3550 mm Siebbreite, 22 m Sieblänge und 6 Sauger, die an eine umlaufende Luftpumpe angeschlossen sind.

An Stelle der sonst auf die Siebpartie folgenden Gautschwalzen ist bei dieser Papiermaschine eine Saugwalze, Bauart Millspaugh[1]), eingebaut. Diese Walze ist erst vor einigen Jahren von dem Amerikaner W. H. Millspaugh auf den Markt gebracht worden und seither für die verschiedensten Papiersorten erprobt und bei vielen Papiermaschinen mit Erfolg verwandt worden.

Die bequem einzubauende Walze, Fig. 43 und 44, besteht aus einem in zwei mit Wasserkühlung versehenen Lagern liegenden gelochten Bronzemantel von 600 mm Dmr., in dessen Innern sich eine Saugkammer aus Gußeisen befindet, die gegen den Mantel durch Gummistreifen abgedichtet ist. Die Saugkammer wird so eingestellt, daß der äußere Luftüberdruck zum größten Teil nicht auf den gelochten Mantel

Fig. 40 und 41. Knotenfänger.

Fig. 42. Siebpartie der Papiermaschine.

[1]) D. R. P. Nr. 227294 und 229634.

wirkt, auf dem das Sieb läuft, und der Druck zwischen Mantel und Dichtung nur so groß wird, wie für eine gute Abdichtung notwendig ist. Der Saugkasten ist in den beiden Endköpfen radial einstellbar und nachgiebig gelagert, er kann durch Drehen der Endköpfe in beliebigem Winkel zum Sieblauf eingestellt werden. Der Druck wird durch Stellschrauben an den Endköpfen eingestellt. Zum Antriebe dient ein auf dem Walzenmantel sitzendes Zahnrad. Luft und Wasser werden von beiden Seiten der Walze durch eine umlaufende Luftpumpe abgesaugt.

Fig. 43.

Saugwalze, in die Papiermaschine eingebaut.

Die Papierbahn wird sodann durch drei Naßpressen weiter entwässert. Der erste Naßfilz hat eine Filzwäsche. Alle Walzenlager haben Kugelbewegung, und die stärker belasteten Lager sind mit Wasserkühlung versehen.

Die Trockenpartie der Papiermaschine besteht aus vier Gruppen von je sechs Zylindern mit 1250 mm Dmr. und den hierfür erforderlichen acht Filztrocknern sowie einem Nachtrockenzylinder von 1250 mm Dmr. mit kleinem Filztrockner, einem dreiwalzigen Feuchtglättwerk, einem Kühlzylinder und einem achtwalzigen Kalander. Den Schluß bilden eine Rollvorrichtung für zwei Trommeln mit wassergekühlten Bremsen, eine Umroll- und eine Rollmaschine.

Fig. 44.

Saugwalze, Bauart Millspaugh.

Der Papierausschuß fällt unmittelbar in das Erdgeschoß in eine Einweichtrommel, Bauart Niethammer, gelangt von hier in einen Zerfaserer und sodann in die Ausschußbütte, von der der Stoff durch eine Kolbenpumpe abgesaugt und der unmittelbaren Wiederverwendung zugeführt wird.

Das überschüssige Siebwasser wird nach einem unter dem Naßteil stehenden Absetzkasten mit mechanischer Fangstofförderung geleitet. Der dort wiedergewonnene Fangstoff gelangt ebenfalls in flüssiger Form zur unmittelbaren Wiederverwendung, so daß also die denkbar wirtschaftlichste Arbeitsweise und beste Abwasserklärung gewährleistet wird.

Die Papiermaschinen werden vom Kellergeschoß her angetrieben, und zwar der Teil mit veränderlicher Geschwindigkeit durch einen 320 pferdigen Elektromotor und der Teil mit gleichbleibender Geschwindigkeit durch elektrischen Einzelantrieb. Die beiden Maschinen stehen in einem hellen mit Deckenheizung versehenen Raum und sind in allen Teilen sehr gut zugänglich. Ueber jeder von ihnen ist ein elektrisch betriebener Laufkran angeordnet.

Neben dem Papiermaschinensaal liegt der Speicherraum, der eine Laderampe längs des Fabrikgleises hat. Ein weiteres Gleis führt auf der Murgseite der Fabrik zum Kesselhaus für die Anfuhr der Kohlen.

Im Kesselhaus steht ein Steinmüllerscher Wasserrohrkessel für 18 at Ueberdruck mit einem Oberkessel und Ueberhitzer zum Erzeugen des Dampfes für den Betrieb der auf S. 1770 schon erwähnten 600 pferdigen Turbodynamo, die den elektrischen Strom zum Betriebe der Papiermaschinen liefert. Ein zweiter Kessel von Steinmüller soll an Stelle älterer Kessel als Aushülfe aufgestellt werden. Der Abdampf der Turbine geht in die Trokkenzylinder der beiden Papiermaschinen; die Turbine ist also gleichsam nur ein Drosselventil zwischen dem Kessel und den Trokkenzylindern, und die Kraft wird auf diese Weise sehr billig.

Die Fabrik kann jährlich rd. 17 Mill. kg Papier, insbesondere Zeitungspapier, herstellen.

Zusammenfassung.

Die im badischen Murgtal neu erbaute Holzstoff- und Papierfabrik Wolfsheck der Firma E. Holtzmann & Cie. in Weisenbachfabrik nutzt eine Wasserkraft von 5000 PS höchster Leistung bei 42,4 m Nutzgefäll aus, das durch Abschneiden zweier großer Krümmungen des Flusses durch einen 1398 m langen Stollen gewonnen wurde. Die einzelnen Teile der Wasserkraftanlage: das Wehr, der Obergraben, der Stollen sowie das Wasserschloß und die Rohrleitung, die das Wasser den Turbinen zuführt, sind näher beschrieben.

Aufgestellt sind 11 Francis-Spiralturbinen, von denen 6 Stück von je 650 bis 700 PS unmittelbar mit je einem Holzschleifer gekuppelt sind, während die übrigen Turbinen zum Antrieb der Papierfabrik und zur Beleuchtung dienen. Die Schleiferturbinen sind Langsamläufer mit kleiner spezifischer Drehzahl, und es wurden an einer von ihnen, sowie mit einem Laufrade von annähernd gleicher Schluckfähigkeit aber normaler Umfangsgeschwindigkeit Bremsversuche bei gleichzeitiger Wassermessung vorgenommen.

Die Holzschleifer haben 3 Pressen für 1 m langes Holz, die durch Druckwasser betätigt werden, und zwar wird für das rasche Anfahren und den Rücklauf der Pressen das Wasser dem Turbinendruckrohr entnommen, während für den Arbeitsweg ein durch Kolbenpumpen erzeugter Druck von 10 at benutzt wird. Als Neuerung im Holzschleiferbau ist auch noch der Magazinschleifer kurz beschrieben.

Aus den Schleifern gelangt der Stoff zu den Splitterfängern und wird durch Kreiselpumpen auf die 12 Sortiermaschinen gehoben, die den sortierten Stoff dann den Entwässerungsmaschinen oder den Eindickzylindern zuführen. Der ausgeschiedene Stoff läuft den Raffineuren zu, in denen er gemahlen wird.

In der eigentlichen Papierfabrik stehen zunächst 7 Horne-Holländer, von denen aus der fertige Stoff in die Mischbütte und dann in die Vorrats- und Rührbütten der beiden Papiermaschinen gelangt. Es sind 2 Papiermaschinen von 2400 und 3200 mm beschnittener Papierbreite vorhanden, die mit Geschwindigkeiten bis zu 175 und 200 m/min laufen können. Als Neuerungen an den Papiermaschinen sind der Knotenfänger, das Arbeiten mit großem Siebgefälle und die Saugwalze von Millspaugh beschrieben. Durch sofortige Wiederverwendung des Papierausschusses und durch gute Abwasserklärung wird eine sehr wirtschaftliche Arbeitsweise erzielt.

Die Papiermaschinen werden elektrisch angetrieben; es ist außer den hierzu dienenden Wasserturbinen noch eine mit einer Gleichstromdynamo gekuppelte Dampfturbine aufgestellt, deren Abdampf in den Trockenzylindern der Papiermaschinen verwendet wird.

Die Papierfabrik, deren maschinelle Ausrüstung einschließlich der Wasserturbinen von J. M. Voith in Heidenheim a. Br. geliefert wurde, ist für eine jährliche Erzeugung von 17 Mill. kg Zeitungsdruckpapier eingerichtet.

Nachtrag.

Ein Gesetz über den Bau und Betrieb eines Murgwerkes durch den Staat ist inzwischen von der badischen Zweiten Kammer einstimmig angenommen worden. Die Annahme durch die badische Erste Kammer steht zwar noch aus, ist aber ebenfalls sicher. Nach dem Entwurfe werden die Wasserkräfte der Murg und ihrer Nebenflüsse zwischen der badisch-württembergischen Landesgrenze und Forbach einheitlich ausgebaut. Es sind hierbei zwei große Staubecken von zusammen 25,6 Mill. cbm Inhalt vorgesehen. Die Leistung dieses staatlichen Wasserkraftwerkes wird im Mittel 15000 PS betragen.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau.[1]

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Münzinger** in Charlottenburg.

(Fortsetzung von S. 1780)

Die Maschinenfabrik J. E. Christoph A.-G. in Niesky hat den Bau von Steilrohr-Schnellstrom-Kesseln aufgenommen. Die Kessel, Fig. 36 und 37, bestehen aus einem Oberkessel und zwei symmetrisch zu ihm liegenden Unterkesseln, welche durch wagerechte Stutzen miteinander verbunden sind. Um einen tunlichst sicheren und gleichmäßigen Wasserumlauf zu erhalten, sind die Wasserquerschnitte so bemessen, daß die Durchtrittfläche in den Rohrbündeln ebenso groß ist wie in den wagerechten Verbindungsstutzen. Die heißen Gase bestreichen zuerst das vordere Rohrbündel, dann den Oberkessel, den Ueberhitzer, das zweite Bündel und zuletzt den hinteren Unterkessel. Fig. 36 und 37 stellen einen Steilrohr-Schnellstrom-Kessel von 250 qm mit einem Ueberhitzer von 140 qm Heizfläche dar. Der Kessel ist zur Verfeuerung von Braunkohle auf einem Muldenrost eingerichtet und erzeugt Dampf von 18 at und 400° C. Wegen des hohen Flugaschengehaltes der Braunkohle ist besondere Rücksicht auf die leichte Entfernbarkeit der Asche genommen, die aus den einzelnen Zügen durch Fallschächte abgelassen werden kann.

Fig. 36 und 37.

Steilrohr-Schnellstrom-Kessel von 250 qm Heizfläche der Maschinenfabrik J. E. Christoph.

Maßstab 1 : 80.

Der Steilrohrkessel von A. Borsig in Tegel besteht aus zwei Trommeln, die durch radial eingewalzte, also gekrümmte und um 20° gegen die Senkrechte geneigte Rohre miteinander verbunden sind, Fig. 38 und 39. Bemerkenswert ist die Anordnung der Rücklaufrohre zwischen den Verdampferrohren, gegen die sie auf ³/₄ ihrer Länge durch Schamotteplatten abgetrennt sind, Fig. 39. Der Zwischenraum zwischen den Schamotteplatten wird durch eine Wärmeschutzmasse ausge-

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfkessel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

füllt, um Wärmeaufnahme durch die Rücklaufrohre möglichst zu verhindern. Die Rücklaufrohre sind starkwandig, in den Kesselmantel mit eingedrehten Rillen eingewalzt und aufgebördelt, da sie zugleich als Ankerrohre zum Tragen des

Fig. 38 und 39. Steilrohrkessel von A. Borsig.

Fig. 38. Ansicht.

Unterkessels dienen sollen, um die Verdampferrohre zu entlasten. Das Wasser wird durch ein Verteilrohr in den Einlauftrichter der Rücklaufrohre im Oberkessel gespeist, fällt in den Unterkessel und wird um den unteren Auslauftrichter herum den beiderseitigen Verdampferrohrreihen zugeführt. Das aus den Verdampferrohren austretende Dampf-Wasser-Gemisch strömt gegen die schrägen Wände des Einlauftrichters, die es gleichmäßig über den Wasserspiegel verteilen und dadurch zu einer ruhigen Dampfbildung beitragen. Die Steigrohre sind gegeneinander versetzt, damit die Rauchgase gut durchgewirbelt werden und die Rohre leicht ausgewechselt werden können. Die Wände des Einlauftrichters, die nur durch wenige Metallschrauben miteinander verbunden sind, lassen sich beim Reinigen der Rohre leicht umlegen und beeinträchtigen deshalb die Zugänglichkeit nicht. Ein seitliches Lager nimmt den schrägen Druck des Unterkessels und des Rohrsystems auf, ohne seine Verschiebung durch die Wärmeausdehnung zu behindern.

Der Stirling-Kessel[1]), der im Auslande sehr verbreitet ist, wurde in Deutschland zuerst von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. vorm. Georg Egestorff ausgeführt und wird jetzt auch noch von den Deutschen Babcock & Wilcox-Werken gebaut, Fig. 40 und 41. Er hat im allgemeinen drei Oberkessel und einen Unterkessel, wird jedoch je nach seiner Größe auch mit zwei Oberkesseln und einem Unterkessel oder mit drei Oberkesseln und zwei Unterkesseln ausgeführt. Die oberen Trommeln sind mit dem Unterkessel durch Rohre verbunden, die alle denselben Krümmungshalbmesser haben, Fig. 40. Das Auswechseln beschädigter Rohre ist deshalb einfach und verlangt keinen Vorrat verschieden gebogener Rohre; es genügt vielmehr ein einfacher Rohrkrümmer, der die gewünschte Krümmung durch einen Hebeldruck hervorbringt, Fig. 42. Das Wasser wird in den hintersten Oberkessel gespeist und fällt von dort zum Unterkessel. Durch seine Erwärmung in der hinteren Rohrreihe wird der Schlamm ausgefällt und durch Einbauten im Unterkessel ausgeschieden. Vom Unterkessel

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 56.

Fig. 39. Querschnitt.

Maßstab 1 : 80.

isolierte Fallrohre

Fig. 40.
Querschnitt des Stirling-Kessels der Deutschen Babcock & Wilcox-Werke.
Maßstab 1 : 100.

strömt das Wasser durch das am meisten beheizte vordere Rohrbündel zum vorderen Oberkessel, fließt durch die Verbindungsrohre zum mittleren Oberkessel und gelangt von da durch die mittlere Rohrreihe zum Unterkessel zurück. Somit findet ein eigentlicher geschlossener Kreislauf des Wassers nur in drei Vorderkesseln statt, während durch die hinterste Rohrreihe lediglich die Wassermenge dem Kreislauf zugesetzt wird, welche den erzeugten Dampf ersetzt. Die Oberkessel liegen verschieden hoch, und zwar so, daß im Mittelkessel der Dampfraum und im Hinterkessel der Wasserraum am größten ist. Der Vorderkessel hat einen größeren Durchmesser als die beiden andern; in ihm wird wegen des starken Wasserumlaufes durch das vordere Rohrbündel der Wasserstand am höchsten sein. Das Wasserstandsglas ist an den mittleren Oberkessel angeschlossen. Um mitgerissenes Wasser aus dem Dampf tunlichst auszuscheiden, ordnen Babcock & Wilcox an der Entnahmestelle im Vorderkessel, wo die stürmischste Dampfentwicklung stattfindet, Fangbleche an. Von dort führen viele gebogene Rohre den Dampf zum Mittelkessel, von wo er durch ein ähnlich gestaltetes Rohrbündel zum Dampfraum des hintersten Oberkessels gelangt; da hier kein Dampf erzeugt wird, bleibt auch der Wasserstand ruhig. Vom hintersten Oberkessel wird der Dampf durch Rohre, welche an seinen beiden Enden angeordnet sind, zu zwei Sammelkasten im Mittelkessel geleitet. Diese sind gegen den Mittelkessel abgeschlossen, und von ihnen aus führen senkrechte Rohrstutzen den Dampf zum Dampfsammler. Durch diese wohldurchdachte Wiederholung von Richtungsänderungen erscheint eine gute Wasserabscheidung gesichert.

Fig. 42.
Rohrkrümmer der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G.

Eine von der Babcockschen Bauart abweichende Dampfentnahme hat der Hanomag-Stirling-Kessel, Fig. 41 und 43, der auch sonst wesentliche Unterschiede gegenüber dem ursprünglichen Stirling-Kessel aufweist.

Die Hannoversche Maschinenbau-A.-G. und Babcock & Wilcox nieten die Längsnähte der Trommeln ihrer Stirling-Kessel nicht, sondern verbinden sie durch Wassergasschweißung. Eingehende Versuche mit Probestäben aus solchen Trommeln haben ergeben, daß die Festigkeit der Schweißnaht praktisch gleich derjenigen des Bleches ist. Aber wenn man sie selbst nur zu 70 vH der Festigkeit des natürlichen Materiales annehmen würde, wäre die Sicherheit in der Schweißnaht noch immer größer als in den Stegen zwischen den Einwalzbohrungen für die Wasserrohre. Die Trommeln werden dann so gelegt, daß die Schweißnaht mit den heißen Gasen nicht in Berührung kommt.

Fig. 41.
Ansicht eines Hanomag-Stirling-Kessels.

Auch andre Firmen haben sich die Vorteile der Schweißung in geeigneten Fällen zunutze gemacht. Beispielsweise findet die s. Z. von K. & Th. Möller in Brackwede eingeführte Schweißung der Blechenden immer weitere Verbreitung. Fig. 44 zeigt eine solche Schweißung der Blechenden bei einer dreireihigen Doppellaschennietung, wodurch die leicht zu Undichtheiten neigenden Laschenwechsel vermieden werden. Die Schweißung dient hier nicht als Festigkeitsverbindung, sondern lediglich zur Abdichtung und gibt eine recht einfache Konstruktion.

Der Stirling-Kessel ermöglicht, eine sehr große Heizfläche in einer Einheit unterzubringen; die Hannoversche Maschinenbau-A.-G. hat beispielsweise im Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerk Kessel von 1000 qm wasserberührter Heizfläche aufgestellt. Endlich ist der größte Kessel der Welt ein Stirling-Kessel mit

einer Heizfläche von 2140 qm, Fig. 45[1]). Er steht im Delray-Kraftwerk der Detroit Edison Co. und ist als Doppelenderkessel mit Roncy-Schrägrosten von insgesamt 44,6 qm Rostfläche gebaut. Die Wasserrohre haben 102 mm Dmr. und sind zusammen ungefähr 8300 m lang.

Die Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft in Kiel-Gaarden stellt neben ihrem ausgedehnten Bau engrohriger Schiffskessel zwei Bauarten von Steilrohrkesseln für Landzwecke her. Sie baut nämlich einen Hochleistungskessel, der bis zu 50 kg Dampf auf 1 qm Heizfläche ohne wesentliche Verschlechterung seines Wirkungsgrades erzeugt, und einen Steilrohrkessel für mäßigere Beanspruchung[1]). Der Hochleistungskessel, Fig. 46, besteht aus einem weiten Oberkessel und zwei engeren Unterkesseln, zwischen denen die stark gekrümmten Rohrbündel sitzen. Das Eigenartige des Kessels ist das Zusammenziehen zweier Rohrreihen zu einer einzigen Rohrwand, indem die Rohre der einen Reihe über ihren Walzstellen entsprechend abgebogen und zwischen die Rohre der andern Rohrreihe eingefügt werden. Diese Rohrwände dienen als Führung für die Rauchgase und machen

[1]) Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1910 S. 541 und Z. 1911 S. 193.

[1]) Zeitschrift für Dampfkessel und Maschinenbetrieb 1911.

Fig. 43.

Oberkessel mit Dampfentnahme eines Stirling-Kessels der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. vorm. Georg Egestorff.

Fig. 44.

Schweiß-Nietverbindung an einem Großwasserraumkessel von K. & Th. Möller.

Fig. 45.

Stirling-Kessel von 2140 qm Heizfläche. Maßstab 1 : 125.

Fig. 46.

Hochleistungskessel von Friedr. Krupp A.-G. Germaniawerft. Maßstab 1 : 60.

Schamotteeinbauten überflüssig. Auf dieselbe Art sind die äußersten Rohre des Kessels zusammengezogen; dadurch kommen die Rauchgase mit der schmiedeisernen Kesselummantelung nicht in Berührung, und deshalb hat der Kessel nur mäßige Ausstrahlungsverluste. Um die Wärmeausstrahlung weiter zu verkleinern, hat die Ummantelung des Feuerraumes ein Schamottefutter; durch den an dieser Stelle doppelten Mantel wird die Verbrennungsluft angesaugt und bringt ihre durch die Ausstrahlung bewirkte Erwärmung wieder dem Kessel zugute.

Fig. 47.
Normaler Steilrohrkessel von Friedr. Krupp A.-G. Germaniawerft.
Maßstab 1 : 80.

Zwischen erstem und zweitem Rohrbündel ist der Ueberhitzer eingeschaltet. Selbstverständlich ist bei diesem Kessel reines Speisewasser unbedingt nötig; die Rohre lassen wegen ihrer engen zickzackförmigen, für einen guten Wärmeübergang förderlichen Anordnung eine Auswechslung schadhaft gewordener Rohre im allgemeinen nur durch Preisgabe der vor diesen liegenden zu. Da aber nur die dem Feuer am nächsten liegenden Rohre besonders stark beansprucht werden, ist dieser Umstand ohne großen Belang, da beim Auswechseln dieser Rohre benachbarte Rohre nicht entfernt zu werden brauchen. Wird nämlich ein Rohr undicht, so wird es mit einem eisernen Stopfen verschlossen; auf diese Weise können ohne wesentliche Leistungsbeeinträchtigung des Kessels bis zu 10 vH der Rohre abgedichtet werden; zu gelegener Zeit werden dann alle schadhaften Rohre zusammen durch neue ersetzt. Das Wasser steigt in den engen Rohren aufwärts, durch weite, zwischen Ober- und Unterkessel liegende, von den Rauchgasen nicht berührte Fallrohre wird der Rücklauf gebildet. Geeignete Einbauten im Oberkessel sorgen für die Wasserabscheidung, außerdem sind noch zwischen Dampfdom und Ueberhitzer selbständige Wasserabscheider angeordnet. Bei größeren Kesseln werden die Rohre in stärkere Platten, als es die Mantelbleche sind, eingewalzt, und zwar ähnlich, wie dies schon beim Werner-Hartmann-Kessel beschrieben wurde.

Dem Krupp-Hochleistungskessel ähnlich ist der Krupp-Steilrohrkessel, Fig. 47. Er hat jedoch weitere Rohre mit geringerer Krümmung und an Stelle der Rohrwandungen Züge aus Schamotteplatten. Das Wasser wird in die seitlichen Oberkessel gespeist und fällt von dort in die Unterkessel, von wo es durch die mittleren Rohrbündel zum mittleren Oberkessel steigt und durch weite Stutzen zu den Seitenkesseln zurückkehrt. Der mittlere Oberkessel hat einen größeren Durchmesser, um einen genügend großen Dampfraum zu erhalten. Der Dampf wird wie beim Krupp-Hochleistungskessel entnommen. Der äußere Durchmesser der Rohre beträgt beim Hochleistungskessel 51 mm, beim Steilrohrkessel 60 mm, bei 3 mm Wandstärke; die Rohre haben in der Längsrichtung der Trommeln wechselnde Teilung, damit sie, ohne andre Rohre mit beseitigen zu müssen, entfernt werden können. Je nach der Größe des Kessels beträgt die Zahl der Längstrommeln 2, 3 oder 5.

Der von J. Piedboeuf in Düsseldorf gebaute Burkhardt-Kessel, Fig. 48 bis 51, weist eine Reihe bemerkenswerter Einzelheiten und einen äußerst gedrängten, organischen Zusammenbau von Kessel und Vorwärmer auf. Er besteht aus 4 Trommeln, die durch einander kreuzende Rohrbündel von 51 mm äußerem Durchmesser miteinander verbunden sind; in ihnen wird der Dampf erzeugt. Der Rücklauf des Wassers geht durch erheblich weitere Fallrohre, die an der äußeren Begrenzung des eigentlichen Kessels liegen. Der Wasserumlauf erfolgt somit in zwei voneinander unabhängigen, sich schneidenden Kreisläufen. Ueber den Steigrohren in den Oberkesseln sind Längsbleche angebracht, welche den ruhigen Wasserumlauf fördern und im Verein damit ein stürmisches Aufwallen des Wasserstandes verhindern sollen; ein ruhiger Wasserumlauf erscheint durch die ganze Anordnung des Kessels gesichert. Je 7, 9 oder 11 Verdampferrohre liegen in einer Ebene; ihre Krümmung ist so bemessen, daß sie durch kleine Oeffnungen mit Innenverschluß entfernt werden können, deren Anzahl aber weit niedriger ist als die der Rohrverschlüsse bei Zweikammer-Wasserrohrkesseln. Durch diese Oeffnungen hindurch kann man auch die Rohre mit mechanischen Reinigern säubern, ohne daß ein Befahren der Kessel unbedingt nötig wäre. Die heißen Gase steigen in dem hohen Verbrennungsraume mit mäßiger Geschwindigkeit auf und übertragen hier ihre Wärme hauptsächlich durch Strahlung; Lenkplatten aus Schamotte sorgen für ein gleichmäßiges Bestreichen sämtlicher Rohre. An der Kreuzungs-

Fig. 48 bis 51. Burckhardt-Hochleistungskessel von 350 qm Heizfläche von Jacques Piedboeuf.

Fig. 48 bis 50. Maßstab 1 : 100.

stelle der Bündel wird durch die starke Durchwirbelung den Rauchgasen ein weiterer erheblicher Betrag an Wärme durch Berührungsübertragung entzogen. Dann strömen die Gase in scharfer Ablenkung nach unten und mit abermaligem scharfem Richtungswechsel an den beiden Vorwärmern, welche an den freien Endflächen des Kessels liegen, vorbei zum Schornstein. Die doppelte scharfe Umlenkung scheidet die in den Gasen enthaltene Flugasche aus, die sich durch Klappen bequem entfernen läßt. Bemerkenswert ist die Art der Rauchgasführung dadurch, daß ein kälterer Gasstrom immer den nächst wärmeren einhüllt; dies trägt zur Verminderung der Ausstrahlung bei, welche noch weiter dadurch herabgesetzt wird, daß die heißesten Gase fast allseitig von Heizfläche umgeben werden. Das Speisewasser wird in die Vorwärmer oben eingeführt und gelangt durch die unteren Sammelstücke zu den Unterkesseln. Die Ummantelung des Kessels besteht aus schmiedeisernen, mit Schamotte gefütterten Wänden, welche größtenteils als Klapptüren ausgebildet sind und die Zugänglichkeit zum Kessel wesentlich erleichtern; dadurch kann der Vorwärmer bequem gereinigt werden, was bei dem Fehlen mechanischer Reinigungsvorrichtungen besonders angenehm ist. Durch Düsen, die in die oberen Sammelstücke eingewalzt sind, kann übrigens der Vorwärmer auch während des Betriebes mit Dampf oder Preßluft abgeblasen werden. Der Ueberhitzer ist in einem Raum untergebracht, der in der Mitte der Rohrbündel liegt, und steht für die Rauchgase mit den Verdampferrohren des Kessels im Gleichstrom. Diese Anordnung gibt bei kleiner Ueberhitzerfläche eine starke Ueberhitzung des Dampfes und auch bei schwacher Belastung hohe Dampftemperaturen. Die heißen Gase strömen durch seitliche Oeffnungen in den Mauerschacht, in welchem der Ueberhitzer untergebracht ist, und an ihm vorbei zu andern Oeffnungen, die sie oben in die Kesselzüge zurückführen. In den oberen Oeffnungen sitzen Drehklappen, welche den Ueberhitzer mehr oder weniger auszuschalten gestatten. Ein reichlich bemessener Dampfsammler gibt selbst bei starker Heizflächenbeanspruchung noch trocknen Dampf. Durch eine in der Rückwand liegende Oeffnung kann man auch zur Rückseite des Kettenrostes gelangen. Ueber die hohen Wertziffern des Burckhardt-Kessels gibt die spätere Zahlentafel 2 Auskunft, die

Versuche von Professor Langer und von einigen Dampfkessel-Revisionsvereinen enthält. Bei der von Langer ausgeführten Untersuchung wurde die Temperatur des überhitzten Dampfes alle Minuten abgelesen, um etwaiges Mitreißen von Wasser an der fallenden Ueberhitzung erkennen zu können. Es zeigten sich jedoch keinerlei Temperaturänderungen, ein Beweis für die ruhige Dampfbildung des Kessels.

Einmauerung der Steilrohrkessel.

Es werde noch mit wenigen Worten die Einmauerung der Steilrohrkessel besprochen. Die meisten Steilrohrkessel erfordern auch bei Verwendung hochwertiger Steinkohle zum Unterbringen des Rostes eine Art Vorfeuerung und weisen deshalb meist bedeutend umfangreichere Gewölbe auf, die den heißesten Gasen ausgesetzt sind, als es bei Zweikammer - Wasserrohrkesseln der Fall ist.

Wenn nun auch bei Kettenrosten ein über dem Rost gelegenes, entsprechend großes Schamottegewölbe den Feuerungs- und Entgasungsvorgang günstig beeinflußt und zur Rauchverhütung beiträgt, so gehen doch die Gewölbe, welche den Feuerraum von Steilrohrkesseln umschließen, meist über das erforderliche und erwünschte Maß erheblich hinaus. Dies beeinträchtigt zwar den Verbrennungsvorgang als solchen nicht, doch werden die den höchsten Verbrennungstemperaturen ausgesetzten Gewölbeteile stark beansprucht und verlangen eine besonders sorgfältige Ausführung.

Fig. 51.

Fig. 52.
Mauerung des Feuergewölbes (nach Heinicke).

Die Firma Heinicke baut deshalb die Feuergewölbe als einzelne, voneinander unabhängige Gurtbögen von etwa 25 cm Breite, Fig. 52 und 53, und erreicht dadurch gegenüber zusammenhängenden Gewölben den Vorzug einer größeren Elastizität und die Möglichkeit, bei Beschädigungen nur den schadhaft gewordenen Teil erneuern zu müssen, ohne einen Eingriff in das Gefüge des übrigen Gewölbes nötig zu haben. Der schräg gegen die Steilrohre hin ansteigende Gewölbeteil wird nicht glatt, sondern stufenförmig abgesetzt ausgeführt, was ein bedeutend einfacheres und festeres Mauerwerk gibt. Zu der größeren Lebensdauer der Feuergewölbe tragen noch besondere Mauerbogen bei, die dem Einfluß der hohen Temperaturen entzogen sind und die Feuergewölbe von allen zusätzlichen Gewichten entlasten, Fig. 53.

Fig. 53.
Neue Art der Einmauerung von Steilrohrkesseln (nach Heinicke).

Fig. 54.
Skizze der Einmauerung eines Steilrohrkessels (ältere Art der Einmauerung).

Fig. 55.
Bogeneinmauerung für Wasserrohr- und Steilrohrkessel (nach Heinicke).

Die feuerfesten Steine werden als Formsteine mit Nut und Feder ausgeführt, Fig. 52; die Zusammensetzung der dazu verwendeten Schamotte richtet sich nach der Art der verfeuerten Kohle.

Die dem Rohrbündel parallele schräge Wand an der Vorderseite des Kessels, die bei Steilrohr-

kesseln häufig angewendet wird, Fig. 54, wird von der Firma Heinicke durch mehrere Prellgewölbe ersetzt, welche die Rauchgase fast ebensogut führen und viel fester gebaut werden können als die schräge Wand, deren Gewicht entweder durch besondere Mauerwerkpfeiler oder aber durch Füllkörper aufgenommen werden muß.

Wegen der hohen, durchgehenden Mauerflächen der äußeren Ummantelung von Steilrohrkesseln empfiehlt sich hier die Bogeneinmauerung ganz besonders. Die Bogen werden aus Radialsteinen aufgemauert, deren hohle Flächen als Blendflächen oder als glasierte Flächen ausgeführt sind, Fig. 55. Um die Wärmeausstrahlung und das Eindringen von falscher Luft möglichst zu unterbinden, ist auf das Kesselmauerwerk ein luftdichter und hitzebeständiger Anstrich aufgebracht, auf dem noch eine Lage von Diatomeensteinen ruht.

(Schluß folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 4. September 1912.

Braunschweigischer Bezirksverein.

Am 22. April 1912 sprach Hr. Denecke über

Lüftungsprobleme.

Der Zweck des Vortrages war vornehmlich, eine vom Professor Recknagel zuerst angegebene Vorrichtung zu erläutern, die gestattet, die Druckverhältnisse eines erwärmten Raumes unter den verschiedenartigsten Bedingungen überraschend klar zur Anschauung zu bringen. An Hand der Vorrichtung werden die Hauptgrundsätze der Lüftungstechnik kurz entwickelt.

Im erwärmten Raum, Fig. 1, mit luftdichten Wänden, der durch eine beliebig hoch gelegene Oeffnung a mit der kälteren Außenluft in Verbindung steht, stellt sich in der Ebene durch a infolge des Luftaustausches innen wie außen gleicher Druck p_0 ein. Oberhalb a nimmt der Luftdruck innen und außen mit wachsender Höhe ab, unterhalb dagegen zu, jedoch in verschiedenem Maße. Da die warme Luft immer leichter als die kalte Außenluft ist, sind die Dichtigkeitsänderungen innen geringer als außen, so daß der Innendruck an der Decke größer, am Fußboden dagegen kleiner bleibt als der jeweilige Außendruck. Das Bild der Druckunterschiede zwischen innen und außen für die verschiedenen Höhenlagen stellt sich daher wie in Fig. 2 dar: In der Oeffnung a ist der Druckunterschied gleich null, dort liegt die neutrale Zone nz. Ueber der Oeffnungsebene herrscht Ueberdruck innen, und zwar zunehmend mit der Entfernung von nz, unterhalb dagegen Ueberdruck außen bezw. Unterdruck innen.

Fig. 1. Fig. 2.

Wenn bei zwei gleichen Oeffnungen oben und unten im Raume zunächst die obere Oeffnung geschlossen ist, Fig. 3, so legt sich die neutrale Zone nz in die untere Oeffnung a. In b herrscht ein der Auftriebhöhe h entsprechender Ueberdruck $d_0 = h\,(\gamma_a - \gamma_i)$, wenn γ_a und γ_i die Gewichte von 1 cbm Luft außen und innen bezeichnen. Oeffnet man nun b, so wird Luft durch d_0 nach außen getrieben, und der Druck im Innern sinkt entsprechend, so daß jetzt in a Unterdruck entsteht und Luft von außen eintritt. Während so d_0, weil mehr Luft nach außen getrieben wird, als unten bei a vorläufig eindringt, ständig abnimmt, wird der äußere Ueberdruck d_u in a ständig zunehmen, bis d_0 und d_u gleich geworden sind, Fig. 4. Da der Uebergang von d_0 zu d_u nahezu nach einer Geraden stattfinden muß, liegt nz in der Mitte zwischen beiden Oeffnungen, d. h. nz zerlegt die Auftriebhöhe h stets derart, daß unten soviel Luft eindringt, wie oben austritt.

Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.

Weiter hinzutretende paarweis symmetrische Oeffnungen verschieben nz nicht: Bei einer gleichmäßig durchlöcherten Wand liegt daher nz in der Mitte, zerlegt also alle Oeffnungen in Zu- und Abluftöffnungen, so daß stets Zu- und Abströmung der Luft gleich sind.

Da die meisten Wände der Wohnräume nahezu gleichmäßig porös sind oder gleichmäßig verteilte Undichtigkeiten aufweisen, liegt in der Regel die nz-Linie nahezu in der Mitte der Zimmerhöhe: oberhalb herrscht Ueberdruck, unterhalb Unterdruck im Raum, Fig. 5.

Die vorgeführte Vorrichtung besteht aus einem 2 m hohen Glasschrank, dessen eine Seitenwand durch schlaffen Seidenstoff gebildet wird. Bei Erwärmung des Innern durch Gasflammen stellt sich die neutrale Zone in die Mitte ein. Oberhalb der Mitte wird der Stoff durch den Ueberdruck nach außen, unterhalb durch den Ueberdruck nach innen ausgebauscht.

Porosität und Undichtigkeiten der Gebäudewände schaffen also im geheizten Raum stets solche Druckverhältnisse, daß ohne besondere Hülfsmittel ein Luftwechsel stattfindet, der in Verbindung mit zeitweiligem Oeffnen der Fenster für schwach besetzte Räume den gesundheitlichen Anforderungen bereits entspricht (natürliche Lüftung).

Anderseits ruft die unterhalb nz durch Undichtigkeiten eindringende kältere Außenluft Zugerscheinungen hervor, die um so stärker sind, je kälter es draußen ist und je weiter die Undichtigkeit von nz entfernt ist. Fensterplätze ohne Schutz sind so schon bei mäßig kaltem Wetter unbrauchbar, ebenso Türplätze in Gasthäusern, Kirchen usw., wo die Türen häufig benutzt werden.

Fig. 6 zeigt den Einfluß der Raumhöhe auf die Stärke des Unterdruckes und die Zugerscheinungen. In jedem der drei Räume stellt sich die nz-Linie in der Mitte ein; daher wird der größte Unterdruck d_3 am Fußboden des Raumes 3, des Treppenhauses, doppelt so hoch als d_1 und d_2 in den Zimmern 1 und 2 der beiden Stockwerke. Hohe Räume, wie Theater, Konzertsäle, Hallen usw., sind daher dem Zuge besonders ausgesetzt.

Fig. 6. Fig. 7.

Schutzmaßregeln gegen Fensterzug sind Doppelfenster (Verringerung der Undichtigkeiten), Fensterschürzen (Ablenkung der eingetretenen kalten Luft von dem benutzten Platz) und Heizkörper unter den Fenstern (Erwärmung und Ablenkung der eindringenden kalten Luft durch den Auftrieb; letztere sind mit dem Uebelstand verbunden, daß sie bei starker Besetzung der Räume wegen Ueberwärmung abgestellt werden müssen.

Der Schutz der Türplätze. Normale Windfänge, d. h. durch Luftschleusen, haben den Uebelstand, bei starkem Verkehr unwirksam zu sein; Drehtüren bilden die beste Anordnung, hemmen aber den Verkehr.

Ein zuverlässigeres Mittel gegen Zug ist die Verschiebung des Ueberdruckgebietes im Raum nach unten, d. h. die Verlegung von nz bis zum Fußboden oder darunter, so daß nur Luft von innen nach außen, nicht umgekehrt, strömen kann, Fig. 7.

Erzielung der Verschiebung: Die Lage von nz in der Mitte des Raumes setzt Gleichartigkeit der Zu- und Ablüftung, also gleich große zur Raummitte symmetrische Zu- und

Abströmungen voraus. Eine Vergrößerung z. B. der tiefgelegenen Zuluftöffnungen gegenüber den oberen Austrittöffnungen, Fig. 8, hat zur Folge, daß zunächst mehr Luft in den Raum strömt, als oben austreten kann. Die hierdurch bedingte Erhöhung des Innendruckes schwächt den Zustrom und verstärkt den Austritt so lange, bis wieder gleiche Luftmengen unten ein- und oben austreten: Je größer die Zuluftöffnungen, um so geringer ist der Ueberdruck d_u von außen, ein um so geringerer Bruchteil h_u der Auftriebhöhe h genügt zur Luftzufuhr, um so näher liegt nz der größeren Oeffnung. Ganz allgemein sucht jede Oeffnung nz in ihre Mitte zu ziehen. Bei mehreren Oeffnungen wandert nz zur größeren hin und zerlegt sämtliche Oeffnungen in Zu- und Abluftöffnungen, so daß gleiche Luftmengen in den Raum ein- und austreten. Uebertrifft eine einzelne Oeffnung alle andern bei weitem an Größe, so legt sich nz nahezu in die Mitte dieser Oeffnung.

Fig. 8. Fig. 9. Fig. 10.

Die Verlegung der nz nach unten im normalen Raum wird demnach durch große »Druck«-Oeffnungen in der Nähe des Fußbodens erzielt. Bei Anwendung eines »Druck«-Kanales, Fig. 9, läßt sich die Oeffnung und damit auch nz unter den Fußboden herabziehen, so daß der ganze Raum nur Ueberdruck gegen außen erhält. Von der gesamten Auftriebhöhe wird für die Zuluft nur h_u verwandt.

Ueberdruck im ganzen Raum ist wünschenswert:

a) in allen Räumen mit wertvollen Fensterplätzen: Bureaus, Schulen, Kaffeehäusern,

b) dort wo Türen häufig geöffnet werden: Gasthäusern Theatern, Konzertsälen,

c) bei dauernden Oeffnungen: Schalter-, Kassenräumen usw.

Hochliegende Oeffnungen, Fig. 10, ziehen nz nach oben, und zwar um so mehr, je größer und zahlreicher die Oeffnungen sind und je höher sie liegen.

Undichtigkeiten der Decken wirken, weil sie so hoch liegen, besonders kräftig, namentlich bei hohen Gebäuden: Kirchen, Theatern, Sälen. Dort liegt nz meist weit über der Mitte, und dementsprechend herrscht starker Unterdruck, also starker Zug am Fußboden. Grundsätzlich sollen daher dort Decken und obere Wände dicht sein, Fenster und Klappen besonders gut schließen. Zweckmäßig ist sogar ein undurchlässiger Anstrich, damit schon durch Ausschaltung der oberen Poren nz tiefer gelegt wird.

Eine hohe Lage von nz, womöglich unter der Decke, oder bei Anwendung eines Abluftkanales sogar über der Decke, hat zur Folge, daß im ganzen Raum Unterdruck gegen außen herrscht. Beim Oeffnen der Türen, durch Undichtigkeiten der Fenster und Türen kann niemals Luft nach außen entweichen, sondern nur Außenluft in den Raum dringen. Unterdruck ist daher erwünscht in Räumen, wo Gerüche, schädliche Dämpfe, ansteckende Krankheiten vorkommen: in Aborten, Küchen, Laboratorien, Krankenzimmern. Zugerscheinungen sind dann durch die oben genannten Maßnahmen zu bekämpfen.

Kritik der üblichen Lüftungsanordnung ohne mechanischen Antrieb.

Fig. 11.

1) Nur obere Klappe oder Kippfenster, Fig. 11. Die Oeffnung ist sehr groß gegenüber den Poren der Wände, nz liegt daher in der Oeffnung. Die treibenden Kräfte, in Fig. 11 durch das schraffierte Dreieck dargestellt, sind nur gering, die Lüftung daher recht mäßig. Gleichzeitig treten Zugerscheinungen durch den starken Unterdruck im Raum auf.

2) Nur Abluftkanal, Fig. 12. Die über dem Raum liegende Kanalöffnung zieht nz über die Raumdecke, so daß starker Unterdruck entsteht, der Ansaugen von Luft aus den Nachbarräumen und Fenster- bezw. Türzug zur Folge hat. Ohne besondern Fensterschutz unbrauchbar. Die Lüftung ist gering, da von der ganzen Antriebhöhe nur der Teil h_0 über nz für die Entlüftung wirksam ist.

3) Richtige Lüftungsanlagen erhalten Abluft- und Zuluftöffnungen bezw. -Kanäle. Die Weite dieser Luftwege ist abhängig davon, ob Ueber- oder Unterdruck im Raum gewünscht wird.

Ueberdruckanlagen verlangen große Zuluftöffnungen oder -Kanäle und enge oder gar keine Abluftkanäle, Fig. 13, Ueberdrucklüftungen dagegen enge Zuluft- und weite Abluftkanäle, Fig. 14.

Fig. 12. Fig. 13. Fig. 14.

Der Redner führt Beispiele für solche Luftanlagen an.

Der Ventilatorbetrieb gestattet in noch höherem Maße allen Wünschen bezüglich der Druckverhältnisse in den Räumen gerecht zu werden. Wird durch den Ventilator die Luftzufuhr begünstigt, also mehr Luft in den Raum gedrückt, als die Poren oder Abluftkanäle bei normalem Druck entweichen lassen können, so entsteht Ueberdruck (Drucklüftung), dagegen Unterdruck (Sauglüftung), wenn der Ventilator als Exhaustor die Ablüftung unterstützt. Der Vorzug des Ventilatorbetriebes besteht in der Unabhängigkeit der Lüftung vom Auftrieb, d. h. von der jeweiligen Außentemperatur, ferner in den kleineren Abmessungen der Luftwege.

Die Einführung der kälteren Zuluft in die Räume verlangt besondere Vorsichtsmaßregeln, um Zugerscheinungen zu verhüten: Vorwärmung bis nahe auf Raumtemperatur, Zerteilung des Luftstromes, schnelle Mischung mit der Raumluft und baldige Vernichtung der Geschwindigkeit sind unerläßliche Bedingungen, um Zug zu vermeiden.

Als erstes Beispiel wird die Drucklüftung des Stadttheaters in Posen vorgeführt: Die in besonderer Heizkammer im Keller vorgewärmte, in einer Mischkammer unter dem Parkett gleichmäßig gemischte Luft strömt mit 19 bis 20° durch regelbare Schlitze in den Setzstufen des Parkettfußbodens in den Zuschauerraum. Die Verteilung der Luft über so große Austrittsflächen liefert die erwünschte geringe Geschwindigkeit.

Voraussetzung für diese Art der Lufteinführung ist, daß der ganze Fußboden und ein Keller darunter zur Verfügung stehen, daß Setzstufen und festes Gestühl vorhanden sind. Gewöhnlich werden nur wenig Plätze für Luftkanäle und Lufteinführung bewilligt, so daß die feine Verteilung schwierig wird und leicht geschlossene kältere Luftströme auftreten, die Zug verursachen. Man bringt daher die Einströmungsöffnungen möglichst weit entfernt von den Menschen im oberen Teile der Räume an, um die eintretende Luft durch Vermischung mit der Raumluft möglichst anzuwärmen und zur Ruhe kommen zu lassen, ehe sie Menschen trifft.

Die bei den meisten älteren Lüftungsanlagen anzutreffende Lufteinführung durch vergitterte Kanalmündungen in etwa 3 m Höhe über Fußboden ist ungenügend. Die Luft fällt, wenn sie nur etwas kühler ist, in geschlossenem Strahl gerade nach unten.

Besser ist die Anordnung, bei welcher der Luftstrom mit großer Geschwindigkeit nach oben gegen die glatte Decke geleitet wird, um ihn so in einzelne Fäden zu zersprengen. Bedingung ist aber ein genaues Ausprobieren: Die Luft haftet wohl an der Decke und breitet sich dabei in wünschenswerter Weise aus, sie senkt sich aber erfahrungsgemäß an bestimmten Stellen leicht als geschlossener Strom nach unten. Es werden sehr anschauliche Bilder derartiger Luftströme vorgeführt, wie sie vom Stadtbauinspektor K. Schmidt gelegentlich des Rathausbaues in Dresden bei Versuchen beobachtet wurden.

Weisen die Decken querlaufende Unterzüge auf, so würden diese die an der Decke entlanggleitenden Luftströme, wenn deren Geschwindigkeit beim Anprall noch bedeutend ist, nach unten lenken. In diesem Fall läßt man die Luft an möglichst vielen Stellen oben an den Wänden oder Decken mit möglichst geringer Geschwindigkeit durch engvergitterte Oeffnungen, schmale Schlitze oder kleine Löcher austreten, um die Luft möglichst fein zu zerteilen.

Alle diese Frischlufteinführungen befriedigen nur dann leidlich, wenn die Einströmungstemperatur höchstens 1 bis 2°

unter der Raumtemperatur gehalten wird. Die Zuggefahr ist um so größer, je niedriger der Raum ist. Der Grund für die Unzulänglichkeit liegt hauptsächlich darin, daß die Zerteilung der Luft in einzelne Fäden noch nicht weit genug geht. Eine genauere Prüfung zeigt, daß die Verteilung der Luft auf die einzelnen Spalten und Löcher sehr ungleich ist: durch die einen pfeift die Luft hindurch, während andre fast tot bleiben. Ferner treten fortwährend Geschwindigkeitsschwankungen auf. Das zeitweise ungleichmäßige Auftreffen und die Geschwindigkeitsschwankungen sind es aber gerade, die Belästigung an der Hautoberfläche hervorrufen. Ein gleichmäßiger Luftstrom von nahezu Raumtemperatur, der mit sehr geringer Geschwindigkeit ($v < 0{,}1$ m/sk) den ganzen Körper gleichmäßig trifft, wird dagegen nicht unangenehm empfunden.

Eingehender studiert sind diese Fragen in neuerer Zeit von Hrn. Stadtbauinspektor K. Schmidt in Dresden, dessen Liebenswürdigkeit der Vortragende die folgenden Angaben verdankt. Es ist ihm gelungen, durch einfache Mittel, nämlich durch siebartige Austrittsflächen statt der bisherigen großmaschigen Gitter, den Luftstrom über eine beliebig große Fläche gleichmäßig zu verbreiten. Man ist so imstande, durch Vergrößerung der Austrittsfläche und entsprechende Verengung der feinen Oeffnungen (Siebmaschen) die Geschwindigkeit beliebig zu verringern. Statt diese Poren zu verengen, können auch mehrere gröbere Siebflächen hintereinander geschaltet werden. Es empfiehlt sich das namentlich dort, wo die Luft die Verteilungsfläche unmittelbar, also mit großer Geschwindigkeit trifft. Mit diesen Siebflächen ist es möglich, die Luft in unmittelbarer Nähe von Personen einzuführen, eine Verlegung der Luftöffnungen oben an die Decke ist nicht mehr nötig. Die in der Nähe des Fußbodens eintretende Luft breitet sich, da sie stets etwas kühler als die Raumtemperatur ist, über dem Fußboden aus und steigt sich allmählich erwärmend nach oben, wo sie abgeführt wird. Es kann so in der Atemzone eine reinere und gleichmäßig erwärmte Luft erhalten werden als bei der Lüftung von oben nach unten.

Diese Siebflächen können in den verschiedensten Formen ausgeführt werden: als »Lüftungskasten« — wie Hr. Schmidt sie nennt —, welche ganz das Aussehen von Heizkörperverkleidungen haben, als Abschlußflächen von Wandnischen, als untere Füllung der Türen, der hölzernen Wandverkleidungen, als Seitenwand von Wandbänken usw.

Die Ausführung derartiger Hrn. Schmidt patentierten Siebverkleidungen hat die Maschinenfabrik Hörenz & Imle in Dresden übernommen, welche dem Vortragenden einen solchen Lüftungskasten für den Vortrag zur Verfügung gestellt hat. Der Kasten ist 3 m lang und 1 m hoch und hat das Aussehen einer Heizkörperverkleidung. Die Luft wird ihm mit etwa 9 m/sk, also mit sehr großer Geschwindigkeit durch ein Blechrohr von 300 mm Dmr. zugeführt, trifft im Kasten zunächst eine Prellscheibe und tritt dann durch die vordere Siebfläche nahezu gleichmäßig aus, wie zahlreiche Lichter dicht vor ihm beweisen. In etwa 1 m Entfernung vom Kasten ist eine störende Luftbewegung, eine Zugerscheinung, nicht mehr zu bemerken.

Diese Schmidtsche »Porenlüftung« oder »Hauchlüftung« bildet einen wichtigen Fortschritt in der Lüftungstechnik. In stark besetzten Räumen, wo jeder Platz der Grundfläche kostbar ist, wird sich nur schwer auf andre Weise völlige Zugfreiheit bei starker Lüftung erzielen lassen.

Sitzung vom 22. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Schlink. Schriftführer: Hr. Zacharias.

Anwesend 32 Mitglieder und 9 Gäste.

Hr. Dr.-Ing. Zeller aus Charlottenburg (Gast) spricht über ältere Festungswerke und ihre Auflassung, mit Berücksichtigung Braunschweigs.

Bücherschau.

Anwendung physikalisch-chemischer Theorien auf technische Prozesse und Fabrikationsmethoden. Von Prof. Dr. Robert Kremann, Graz. 208 S. mit 35 Fig. Halle 1911, Wilhelm Knapp. Preis 9,60 *M.*

Der Verfasser wendet sich an Leser, denen die physikalische Chemie in ihren Grundzügen bekannt ist, und die sich für deren praktische Anwendung interessieren. Die damit gestellte Aufgabe wird in ganz ausgezeichneter Weise gelöst; denn die meisten Anwendungsfälle auf dem Gebiete der chemischen Technologie werden an Hand von durchgerechneten Beispielen zahlenmäßig behandelt. Dieser letztere Umstand ist wie kaum eine andre Darstellungsweise geeignet, eine klare Vorstellung von der Widerspiegelung der symbolisch ausgedrückten Gesetzmäßigkeiten in den praktischen Vorgängen und deren gebräuchlichen Einheiten zu verschaffen.

Das Werk enthält die Vorlesungen, die der Verfasser im Anschluß an sein Kolleg über physikalische Chemie an der Universität Graz hält. Wenn im Vorworte der Wunsch ausgesprochen wird, daß dem in der Praxis stehenden Chemiker damit ein willkommenes Hülfsmittel geboten werden möge, so sei dies hierdurch damit ergänzt, daß nicht weniger der auf chemisch-technologischem Gebiete tätige Ingenieur gerade aus einem solchen Werke sich ausgezeichnet Belehrung verschaffen kann.

Wer chemisch-technologische und metallurgische Betriebe kennt, der weiß auch, wie viel Nutzen gerade dort die Lehren der physikalischen Chemie dem Ingenieur bringen, weil von ihm doch in erster Linie die entsprechende Ausbildung der Apparatur und deren Führung abhängt. Solchen Ingenieuren kann deshalb das Werk von Kremann nur wärmstens empfohlen werden; auch der dem Gebiete Fernerstehende wird daraus Nutzen ziehen, wenn er sich über die allgemeinen Grundlagen, z. B. an Hand des kleinen Werkes von Brode: »Elemente der physikalischen Chemie«[1]), unterrichtet.

Ein näheres Eingehen auf den Inhalt verbietet wegen dessen Vielseitigkeit der zur Verfügung stehende Raum. Es sei nur bemerkt, daß der Verfasser in seine Untersuchungen auch die neuesten Veröffentlichungen einbezogen hat, z. B. in dem Kapitel über hydraulische Bindemittel oder bei seinen Ausführungen über die Aenderung der Bildungswärme mit der Temperatur.

[1]) Hannover, Dr. Max Jänecke, Bibliothek der gesamten Technik, 30. Band.

Für eine neue Auflage möge der Wunsch ausgesprochen werden, daß die graphische Darstellung der Vorgänge ausgedehntere Anwendung finde. Hierdurch würde dem Fernerstehenden das Verständnis noch mehr erleichtert und das Werk in sich selbständiger werden. Es ist hierbei an einen solchen Gebrauch der graphischen Darstellung gedacht, wie ihn derselbe Verfasser in der Abhandlung »Anwendung der thermischen Analyse zum Nachweis chemischer Verbindungen«[1]) gemacht hat. Die Figur 2, Skizze eines Gasmotors, wäre dann auch durch eine konstruktiv einwandfreie zu ersetzen.

Hamburg. Friedrich W. Timm.

Hydraulisches Rechnen. Rechnungsverfahren und Zahlenwerte aus den Gebieten des Wasserbaues von Dr.-Ing. R. Weyrauch. 2. Auflage. Stuttgart 1912, Konrad Wittwer. 208 S. mit 107 Fig. Preis 6,80 *M.*

Die schon nach zwei Jahren notwendig gewordene neue Auflage zeigt, welch gute Aufnahme dieses Buch gefunden hat. Es ist vollständig umgearbeitet und wesentlich erweitert, 208 S. und 8 Tafeln gegen 88 S. und 1 Tafel, 107 Fig. gegen 34 Fig. in der ersten Auflage. Weyrauch bezeichnet die Neubearbeitung nicht mehr mit »Formeln und Zahlenwerte usw.«, gleich auf den ersten Seiten erkennt man diese Aenderung; damit dürfte in der Tat diese Schrift »auch zur Entlastung des wasserbautechnischen Unterrichtes beitragen«. Den Anregungen, die bei Besprechung der ersten Auflage in dieser Zeitschrift[2]) gemacht wurden, ist in weitestgehendem Maße entsprochen worden. Die zur Einführung gegebenen Winke über den Gebrauch von Formeln in der praktischen Hydraulik wird jeder Anfänger willkommen heißen. Im ersten Kapitel »Gleichungen für die Bewegung des Wassers« sind nunmehr auch Schleppkraft und Stoß des Wassers (Wasserschlösser und Druckleitungen) berücksichtigt; nur schade ist es, daß zur Zeit der Neubearbeitung die

[1]) Stuttgart 1909, Ferd. Enke. [2]) Z. 1910 S. 367.

jüngsten Arbeiten aus dem Dresdner Flußbaulaboratorium noch nicht bekannt waren. Neben den älteren Geschwindigkeitsformeln sind die von Lindboe und Matakiewicz aufgeführt. Aus dem Kapitel »Ausfluß aus Oeffnungen und Ueberfällen« verdient der Abschnitt »Streichwehre und Notauslässe« hervorgehoben zu werden; freilich gibt es, wie der Verfasser eingangs erwähnt, ein durchaus befriedigendes Verfahren zu ihrer Berechnung bis heute noch nicht, immerhin wird die von Weyrauch gebrachte knappe Zusammenstellung des Brauchbaren dem Wasserkraftanlagen und Kanalisationen projektierenden Ingenieur, dem die in der Literatur sehr verstreut liegenden Angaben hierüber meist schwer zugänglich sind, gute Dienste leisten. Die neueren Arbeiten aus dem Karlsruher Flußbaulaboratorium haben in diesem Kapitel entsprechende Würdigung gefunden. Erheblich erweitert sind ferner die Kapitel »Stauberechnung« und »Niederschlag und Abfluß«; letzteres enthält nunmehr auch zahlreiche Angaben über die Versickerung und Verdunstung.

Möge das Buch, das in erster Linie für die Praxis bestimmt ist, sich noch recht viele Freunde erwerben.

Wurm.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Festschrift zum 100jährigen Bestehen der Firma Krupp und der Gußstahlfabrik zu Essen-Ruhr. Krupp 1812/1912. Herausgegeben auf den hundertsten Geburtstag Alfred Krupps. 416 S.

Die Entropie-Diagramme der Verbrennungsmotoren einschließlich der Gasturbine. Von Dipl.-Ing. P. Ostertag. Berlin 1912, Julius Springer. 64 S. mit 17 Fig. Preis 1,60 ℳ.

Radiotelegraphisches Praktikum. Von Dr.-Ing. H. Rein. 2. Aufl. Berlin 1912, Julius Springer. 220 S. mit 170 Fig. und 5 Tafeln. Preis 8 ℳ.

Sewage disposal. Von G. W. Fuller. New York und London 1912, Mc Graw-Hill Book Company. 767 S. Preis 25,50 ℳ.

American Machinist grinding book. Von F. H. Colvin und F. A. Stanley. New York und London 1912, Mc Graw-Hill Book Company. 383 S. mit 284 Fig. Preis 12,75 ℳ.

Anleitung zum Bau und zur Bewirtschaftung von Teichanlagen. Von R. Linke und F. P. Böhm. 2. Auflage. Neudamm 1912, J. Neumann. 115 S. mit 84 Fig. Preis 3 ℳ.

Das kleine Kalksandsteinbuch. Herausgegeben vom Verein der Kalksandsteinfabriken E. V. Berlin 1912, Selbstverlag des Vereines der Kalksandsteinfabriken E. V. 70 S. mit 26 Fig. Preis 50 ₰.

Beton-Kalender 1913. Taschenbuch für Beton- und Eisenbetonbau, sowie die verwandten Fächer. VIII. Jahrgang. Herausgegeben von der Zeitschrift »Beton und Eisen.« Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 792 S. mit 1135 Fig. Preis 4 ℳ.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. Leipzig 1912, Wilhelm Engelmann. I. Teil: Vorarbeiten, Erd-, Grund-, Straßen-, Tunnelbau. 4. Band: Straßenbau einschließlich der Straßenbahnen. Von L. v. Willmann. 4. Aufl. 586 S. mit zahlreichen Figuren und Karten. Preis 10 ℳ.

Desgl. 3. Teil: Der Wasserbau. 11. Band: Häfen. Von G. Franzius. 4. Auflage. 576 S. mit 379 Fig., vollständigem Sachregister und 15 lithographierten Tafeln. Preis 28 ℳ.

Binnenschiffshäfen; Seeschiffshäfen; Hafendämme, Ufermauern und Schiffbauanstalten.

Akademische Rundschau. Zeitschrift für das gesamte Hochschulwesen und die akademischen Berufsstände. 1. Jahrgang. 1. Heft. Oktober 1912. Schriftleitung: W. Baum und F. Schulze. Leipzig 1912, K. F. Koehler. 64 S. Erscheint monatlich. Preis vierteljährlich 3 ℳ.

Der Stand der Hochschullehrer. Von Wach. — Die Zukunft der Universität Leipzig. Von Lamprecht. — Vergangenheit und Gegenwart der kath.-theol. Fakultäten. Von Merkle. — Die moderne Studentenschaft, ihre Gruppierung und ihre Ziele. Von Ssymank. — Eine deutsche Hochschule in der Türkei. Von W. Baum. — Kleinere Aufsätze. — Notizen.

Sammlung Göschen. Nr. 597. Flußbau. Von O. Rappold. Berlin und Leipzig 1912, G. J. Göschen. 116 S. mit 103 Fig. Preis 80 ₰.

Ein gemeinverständliches und wohlfeiles Werkchen, das auch weitere Kreise mit den Verfahren vertraut macht, deren sich die Flußregulierung zur Herstellung geordneter, dem Gemeinwohl dienender Verhältnisse bedient, und auch Laien ein Mittel zur objektiven Würdigung von Flußverbesserungen in die Hand gibt.

Wissen und Können. Sammlung von Einzelschriften aus reiner und angewandter Wissenschaft. Herausgegeben von Dr. B. Weinstein. Die Energie. Von W. Ostwald. 2. Aufl. 3. und 4. Tausend. Leipzig 1912, Johann Ambrosius Barth. 167 S. Preis 4,40 ℳ.

Kühlmaschinen und Kühleinrichtungen für Kriegs- und Handelsschiffe. Von E. Reif. Wittenberg 1912, A. Ziemsen. 113 S. mit 108 Fig.

Ascheentfernung aus Schiffen. Von W. Panzerbieter. Wittenberg 1912, A. Ziemsen. 54 S. mit 76 Fig.

Moderne Wirtschaftsgestaltungen. Heft 1: Das Rheinisch-Westfälische Kohlensyndikat. Von K. Wiedenfeld. Bonn 1912, A. Marcus und E. Weber. 172 S. mit einem Tafelband. Preis 7,50 ℳ.

Oberschlesisches Verkehrsbuch. Fahrpläne für Oberschlesien, die russischen und österreichischen Grenzgebiete mit sämtlichen Anschlüssen. Fahrplan der oberschlesischen Straßenbahn. Nachschlagebuch für den Industrie-Bezirk und Beamten-Verzeichnis, Verzeichnis der Behörden und Verwaltungen, Bergwerke, Hütten und Fabriken. Winter-Ausgabe 1912/13. Kattowitz, Breslau und Berlin 1912, Phönix-Verlag. 450 S. Preis 50 ₰.

Städtebauliche Vorträge. Band V. Heft 8: Die geschlossenen Platzanlagen im Altertum und in neuerer Zeit. Von R. Borrmann. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 31 S. mit 28 Fig. Preis 2 ℳ.

Radioaktive Wässer in Sachsen. Von Dr.-Ing. M. Weidig. IV. Teil. Freiberg i. S. 1912, Craz & Gerlach (Joh. Stettner). 360 S. mit 23 Fig. Preis 6 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Abbau mit hohem Stoß unter Verwendung von Abbaufördereinrichtungen. Von Bolesta-Malewski. (Glückauf 26. Okt. 12 S. 1749/58*) Auf einigen Zechen im Ruhrgebiet hat man in weniger mächtigen Flözen den Strebbau durch einen langen Stoßbau mit Beförderung der Kohlen durch Schüttelrutschen, Förderbänder usw. ersetzt, um die Arbeiter mehr für die Gewinnungsarbeiten verwenden zu können, das Gut zu schonen und unter Einschränkung der Schießarbeit den Gebirgsdruck auszunutzen. Einzelheiten des Verfahrens. Schluß folgt.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Brennstoffe.

Steinkohlenbrikettierung mit Naphthalinzusatz. Von Grahn. (Glückauf 26. Okt. 12 S. 1764/66*) Verfahren von Buß-Fohr. Vergl. Z. 1912 S. 1643.

Dampfkraftanlagen.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau. Von Münzinger. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 2. Nov. 12 S. 1774/80*) Steilrohrkessel: Ein- und Zweibündel-Sulzer-Garbe-Kessel mit Unterschubfeuerung, Kestner-Kessel der Maschinenbauanstalt Humboldt, Kessel von Walther & Co., Werner-Hartmann-Kessel der Sächsischen Maschinenfabrik. Forts. folgt.

Wärme- und Spannungsverluste in Dampfleitungen. Von Hübel. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 25. Okt. 12 S. 453/56*) Zusammensetzung und Wirkungsgrad verschiedener Wärmeschutzmittel. Forts. folgt.

Kaminkühleranlage und Aschensilo der Kraftstation Wilmersdorf. Von Boesig. (Beton u. Eisen 21. Okt. 12 S. 381/84*) Die beiden 14 m hohen Kaminkühler aus Eisenbeton-Fachwerk kühlen je 2100 cbm/st Wasser auf die Anfangstemperatur ab. Der Unterbau

reicht bis 4,5 m unter Gelände. Der Aschensilo enthält 4 Zellen von je 4,26 × 4,35 qm Grundfläche. Zum Schutze der Eisenbetonwände sind die Zellen mit Eisenklinkern ausgekleidet.

Dampfturbinenkraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken in Rheinland-Westfalen, Belgien, Nordfrankreich und England. Von Hoefer. Forts. (Z. f. Turbinenw. 20. Okt. 12 S. 458/63*) S. Zeitschriftenschau vom 26. Okt. 12. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Les chemins de fer du massif du Mont-Blanc. Chemin de fer à crémaillère du Fayet-Saint-Gervais à l'Aiguille du Goûter, et extensions. Von Dalimier. Schluß. (Génie civ. 26. Okt. 12 S. 520/22*) Die 18,5 km lange Zahnradbahn überwindet einen Höhenunterschied von rd. 3217 m. Lageplan. Die letzten 4,9 km sind dem Verkehr noch nicht übergeben. Fahrpreise.

Étude sur les locomotives de montagne et particulièrement la locomotive compound articulée, système Mallet. Von Mallet. (Mém. Soc. Ing. Civ. Aug. 12 S. 135/330* mit 1 Taf.) Reibungsgewicht und Zugkraft. Bewegung der Lokomotiven in Kurven. Kupplungsarten. Vorrichtungen zur Erhöhung der Zugkraft. Gegliederte Lokomotiven. Lokomotiven Bauart Mallet.

Die Personenlokomotiven der europäischen Staaten. Von Baecker. Forts. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 25. Okt. 12 S. 678/82*) 1 C 1-Zwillings-Heißdampflokomotive der Außig-Teplitzer Eisenbahn. 2 C 1-Vierzylinder-Verbund-Heißdampflokomotive der württembergischen Staatsbahnen. 1 C 2-Vierzylinder-Verbund-Heißdampflokomotive der K. K. österreichischen Staatsbahnen. 1 D-Vierzylinder-Verbundlokomotive der ehemaligen Gotthardbahn. Schluß folgt.

Heißdampf-Kleinbahnlokomotiven. Von Schwickart. (Verk. Woche 26. Okt. 12 S. 65/74*) Zusammenstellung von Kleinbahnlokomotiven mit Schmidtschem Ueberhitzer. Angaben über die Kessel und Triebwerke. Schluß folgt.

Versuchsresultate und der Lokomotivkessel. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Okt. 12 S. 119/23) S. Zeitschriftenschau vom 7. Sept. 12.

Neuere benzolelektrische Triebwagen. Von Wechmann. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Okt. 12 S. 621/27*) Die drei neuen Wagen der Bergmann-Elektrizitäts-Unternehmungen auf der Strecke Blankenese-Wedel für je 100 Personen bei 47 t Gewicht sind mit einer Benzolmaschine der Gasmotorenfabrik Deutz, einer 66 KW-Dynamo für 300 V und zwei Elektromotoren von je 85 PS ausgerüstet. Einzelheiten. Kennlinien. Betriebsergebnisse.

The electro-pneumatic brake system for steam road service. Von Turner und Donovan. Forts. (Journ. Franklin Inst. Okt. 12 S. 447/64*) Bei der Bremseinrichtung wird der Druckluftkompressor durch einen Elektromotor bei sinkendem Ueberdruck selbsttätig angelassen. Die Bremszylinder werden durch Druckluftventile gesteuert, die Bremsklötze werden durch Elektromagnete gelüftet. Darstellung der Bremsventile, des Druckluft-Steuerventiles. Forts. folgt.

Einflüsse der widrigen Witterung auf den Ablaufbetrieb der Verschiebebahnhöfe. Von Sammet. Schluß. (Zentralbl. Bauv. 26. Okt. 12 S. 564/66) Anlage- und Betriebskosten.

Eisenhüttenwesen.

Maschinelle Kokslöscheinrichtungen für Kokereibetriebe. Von Reubold. Stahl u. Eisen 24. Okt. 12 S. 1784/88*) Bei der fahrbaren Löschvorrichtung der Bamag werden die Koks in einen eisernen Behälter ausgestoßen, der in einen darunter befindlichen Wasserbehälter so gesenkt wird, daß das Wasser den Kokshaufen von unten aufsteigend löscht. Durch Heben und geringes Kippen des Koksbehälters wird das Wasser wieder entfernt.

Four-pass central combustion stove. (Iron Age 17. Okt. 12 S. 916/17*) Bei dem neuen Winderhitzer der Bamag gehen die Gase in ringförmigen Kammern zweimal hinauf und zweimal hinab. Der heißeste Teil des Mauerwerkes liegt in der Mitte. Um die Abgase besser auszunutzen, führt man sie durch einen Windvorwärmer, bevor sie zur Esse gehen.

Die Wärmespeicher des Siemens-Martin-Ofens im Verlaufe der Ofenreise. Von Juon. (Stahl u. Eisen 24. Okt. 12 S. 1774/79*) Versuche über die Temperatur- und Druckverhältnisse in den Gas- und Luftwegen. Ermüdungserscheinungen der Wärmespeicher. Ursachen. Schluß folgt.

An experimental iron and steel laboratory. Von Knapp. (Iron Age 17. Okt. 12 S. 906/08*) Plan und Ausrüstung des hüttenmännischen Laboratoriums des Carnegie Institute of Technologie, das 2 mit Gas geheizte und mehrere elektrische Oefen enthält. Stromverbrauch.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

»Winklersche Zahlen« für Streckenlasten. Von Lewe. (Deutsche Bauz. 26. Okt. 12 Beil. S. 154/57*) Einflußzahlen für Träger auf zwei und drei Stützen.

North Side Point bridge, Pittsburgh. (Eng. News 17. Okt. 12 S. 706/10*) Die Brücke hat zwei Oeffnungen von je 162 m, die durch Fachwerkträger von 28,33 m Höhe überbrückt werden. Gründung der Pfeiler. Einzelheiten der Knotenpunkte, die gelenkig ausgebildet sind. Kosten.

Eisenbetonbrücken im Bayerischen Wald. Von Müller. (Beton u. Eisen 21. Okt. 12 S. 384/86*) Die 35,5 m lange Fußgängerbrücke über den Regen zwischen Allenstadt und Chammünster ist als Bogenbrücke mit angehängter Fahrbahn ausgebildet. Einzelheiten. Kosten. Schluß folgt.

Zur Verbundfrage. Von v. Emperger. Forts. (Beton u. Eisen 21. Okt. 12 S. 386/89*) Verbundwirkung besonders geformter Eiseneinlagen. Wirkung der aufgebogenen Zugeisen. Forts. folgt.

Versuche über den Wert verschiedener Normalbewehrungen in Eisenbetonbalken. Von Saliger. Schluß. (Deutsche Bauz. 26. Okt. 12 S. 158/59*) Beträgt bei Rechteckbalken der Querschnitt der Einlagen nur 1 vH des Balkenquerschnittes, so wird die Festigkeit mittelguten Betons nur unvollkommen ausgenutzt. Eine Verstärkung der Druckzone durch Eiseneinlagen in Balken, deren Zugbewehrung 2 vH des Balkenquerschnittes beträgt, ist wertlos, falls der Beton nicht höhere Würfelfestigkeit als 170 bis 180 kg/qcm hat.

Elektrotechnik.

Untersuchungen über Elektrizitätstarife. Von Richter. (El. u. Maschinenb. Wien 27. Okt. 12 S. 889/96*) Versuch einer mathematischen Behandlung. Schluß folgt.

Das Elektrizitätswerk Arniberg bei Amsteg. Forts. (Schweiz. Bauz. 26. Okt. 12 S. 221/24*) Das Kraftwerk enthält eine 500 KVA- und eine 1000 KVA-Dynamo für verkettete Spannung von 4150 V sowie eine Dynamo von 2600 KVA und 4150 V. Der Strom wird mit 41500 V fortgeleitet. Ergebnisse von Messungen an den Transformatoren. Schluß folgt.

Zur Theorie der Stromwendung. Von Pichelmayer. (ETZ 24. Okt. 12 S. 1100/03*) Entwicklung von Formeln, die auch für Maschinen mit verkürzten oder teilweise ganz fortgelassenen Wendepolen u. a. m. gelten. Schluß folgt.

Generatoren für Wasserkraftanlagen nach Ausführungen der Siemens-Schuckertwerke. Von Buchta. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Okt. 12 S. 627/31*) Einzelheiten des Läufers. Lager. Erregermaschine.

Der Einphaseninduktionsmotor. Von Moser. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 27. Okt. 12 S. 897/903*) Schaubilder der Leistung. Verluste. Geschwindigkeit. Drehmoment. Kreisdiagramm.

Drehstromkabel für 30000 V. Von Pfannkuch. (ETZ 24. Okt. 12 S. 1097/1100*) Erfahrungen und Versuchsergebnisse beim Verlegen des Speisenetzes des Kraftwerkes Oberspree für die nördlich und nordöstlich gelegenen Gegenden. Plan. Querschnitt des Kabels. Meßschaltungen und -geräte. Schaubilder. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

Reinforced-concrete wharves and warehouses at Lower Pootung, Shanghai. Von Ellis. (Proc. Inst. Civ. Eng. 1911/12 Bd. II S. 80/96 mit 2 Taf.) Die Landungsbrücke ist 355 m lang, 53 m breit und ruht auf 355 mm dicken Pfählen. Ein Teil ist mit einer Bedachung aus Wellblech versehen. Die beiden viergeschossigen Lagerhäuser von je 91,5×30,5 qm Grundfläche bestehen bis auf die Fachausmauerung aus Eisenbeton. Elektrische Fördereinrichtungen. Belastungsversuche.

Waterway improvements. Von Haupt. (Journ. Franklin Inst. Okt. 12 S. 435/45) Kosten der Verbesserung und Erhaltung einiger Schiffahrtswege und Hafenanlagen in Nordamerika.

Construction of Santa Maria lake dam. (Eng. Rec. 12. Okt. 12 S. 396/98*) Durch den 28,36 m hohen Staudamm wird ein Staubecken von 55 Mill. cbm geschaffen. Die Baustoffe werden zum Teil eingespült.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Abwässer der Kali-Industrie und ihre Bedeutung für die Wasserversorgung der Städte. Von v. Drigalski. (Gesundhtsing. 26. Okt. 12 S. 807/22*) Das durch Laugen verhärtete Wasser stört und gefährdet wichtige Industrie- und hauswirtschaftliche Betriebe. Wichtige Nahrungs- und Genußmittel werden bei Zubereitung mit verhärtetem Wasser minderwertig gemacht. Abwehrmaßregeln.

Die Druckluft-Kanalisation der Stadt Allenstein. Von Luckhardt. (Z. Ver. deutsch. Ing. 2. Nov. 12 S. 1788/91*) Die Gefälleitungen der 35000 Einwohner zählenden Stadt münden in einen Sammelschacht. Die Abwässer gehen dann in eine unterirdische Kammer mit zwei gußeisernen Ejektoren und werden mit Hülfe von Druckluft von 3,4 at mit allen Sinkstoffen durch ein Druckrohr in die Kläranlage geschafft. Betriebsergebnisse.

Gießerei.

Die Transformator-Tiegel-Schmelzöfen, System Helberger. Von Rodenhauser. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Okt. 12 S. 631/33*) Die Oefen werden von der AEG mit Fassungsvermögen

bis zu 120 kg für Kupfer und 20 bis 60 kg für Eisen bei 1,5 bis 100 KW Kraftverbrauch gebaut. Abbildungen. Bedienung.

Hochbau.

Die Neubauten der Tenderwerkstatt und Hammerschmiede auf Bahnhof Oels in Schlesien. Von Schaaf. (Deutsche Bauz. 26 Okt. 12 Beil. S. 157/58*) Die Umfassungswände der 42×73,46 qm großen Tenderwerkstatt und der 30,1×73,2 qm großen Hammerschmiede sind in einzelne Eisenbetonpfeiler aufgelöst, die durch Betongurtbogen unter dem Erdboden verbunden sind. Die Gurtbogen dienen als Unterbau für die Eisenbeton-Fensterbrüstungen.

Die Markt- und Schlachthofanlagen in Stockholm. (Beton u. Eisen 21. Okt. 12 S. 380/81* mit 1 Taf.) Längs- und Querschnitt durch die Eisenbeton-Bogenbinder einzelner Hallen.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Der Erzsilo Pierrevillers. Von Mayer. Schluß. (Deutsche Bauz. 26. Okt. 12 Beil. S. 153/54*) Bauvorgang.

Maschinenteile.

The efficiency of worm gearing. Von Kenerson. (Am. Mach. 26. Okt. 12 S. 561/63*) Versuche über verschiedene Zahnradgetriebe im Motorwagenbau. Wirkungsgrad, zulässige Belastungen. Temperaturverhältnisse in Oel laufender Getriebe.

Square vs. hexagon hollow set-crews. Von Myers. (Machinery Okt. 12 S. 115/18*) Untersuchung über die Abnutzung und Widerstandsfähigkeit von hohlen Stellschrauben für quadratische und sechskantige Stellschlüssel.

Materialkunde.

The direct experimental determination of the stresses in the steel and in the concrete of reinforced-concrete columns. Von Popplewell. (Proc. Inst. Civ. Eng. 11/12 Bd. 2 S. 97/113*) Die geprüften Säulen von 15,24×15,24 qcm Querschnitt haben 4 Rundeiseneinlagen von 20 mm Dmr. mit Querbügeln. Die verbreiterten Säulenköpfe haben schraubenförmige Bewehrung. Ergebnisse der Knickversuche. Widerstand der Eisen gegen Gleiten.

Types of defective rails and some methods used in detecting them. Von Job. (Eng. News 17. Okt. 12 S. 710/11 mit 1 Taf.) Bruchbilder von Eisenbahnschienen. Chemische Zusammensetzung des Eisens.

Impurities in »tough-pitch« copper. Von Johnson. (Engng. 25. Okt. 12 S. 584/87*) Der Einfluß von Verunreinigungen des Kupfers, hauptsächlich durch Antimon, auf den chemischen Bau und die Festigkeit.

Experiments on the strength and fatigue properties of welded joints in iron and steel. Von Stanton und Pannell. (Proc. Inst. Civ. Eng. 11/12 Bd. 2 S. 1/77*) Versuche über die Festigkeit und Ermüdungserscheinungen an 167 Schweißproben aus Schweißeisen und Flußeisen, die teils mit der Hand, teils auf elektrischem Wege hergestellt wurden. Tafeln der Ergebnisse. Meinungsaustausch.

Composite columns of concrete and steel. Von Burr. (Proc. Inst. Civ. Eng. 11/12 Bd 2 S. 114/26*) Prüfung von je vier Eisenbetonsäulen mit 4 Winkeleisen und mit 4 ⊏-Eisen als Eiseneinlage. Ermittlung des Elastizitätsmoduls für Beton aus den Versuchen. Kennlinien der Formänderung.

Mechanik.

Versuche über die Spannungsverteilung in gelochten Zugstäben. Von Preuß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 2. Nov. 12 S. 1780/83*) Für Stäbe von gleicher Breite und mit verschieden großen Löchern in der Mittelachse ergibt sich, daß die höchste Spannung am Lochrande vom Lochdurchmesser nicht wesentlich beeinflußt wird und daß die kleinste Spannung an den Außenrändern der Stäbe mit wachsendem Lochdurchmesser abnimmt. Zahlenwerte.

Meßgeräte und -verfahren.

Test cylinders in the toolroom. Von Groocok. (Am. Mach. 26. Okt 12 S. 555/60*) Verwendung von Meßzylindern verschiedener Dicke in Verbindung mit verstellbaren Anschlägen zum Nachprüfen der Genauigkeit von schrägen Bearbeitungsflächen.

Refined apparatus for boiler testing. Von Cary. (Iron Age 17. Okt. 12 S. 900/03*) Selbsttätig aufschreibender Wassermesser von Wilcox. Elektrische Schalteinrichtung zum Verzeichnen der verfeuerten Kohlenmengen.

Selbsttätige Betriebsüberwachung auf Teerkokereien mit besonderer Berücksichtigung der Gasabsaugung. Von Thau. Forts. (Glückauf 26. Okt. 12 S. 1758/64*) Dichtigkeitsmesser der Hydro-Apparatebauanstalt. Geräte von Wright zum Bestimmen des spezifischen Gewichtes und des Heizwertes von Gasen. Gaskalorimeter von Junkers. Vorrichtungen zum Regeln des Gasstromes, Bauart Bamag und Bayenthal. Schluß folgt.

Metallbearbeitung.

The International Engineering and Machinery Exhibition at Olympia. Von Horner. Forts. (Engng. 25. Okt. 12 S. 557/71* mit 8 Taf.) Maschinen von William Asquith, Goodchild & Partner, Sanders, Rehders & Co., The Cambridge Scientific Instrument Co., Witt, Bailey & Co., Heenan & Froude, Samuel Osborn & Co., C. W. Burton Griffiths & Co., John Holroyd & Co., The United Machine Tool Works, Alley & McLellan usw. Dampfkraftanlagen von Arthur Ross, Hotchkiss & Co., Samuel Platt, der Bosch Magneto Co. usw. Forts. folgt.

Dogs and drivers for lathe work. Von Wood. (Machinery Okt. 12 S. 108/10*) Zusammenstellung verschiedener Einspannvorrichtungen.

Gas engine work in the Otto shop. Von Viall. (Am. Mach. 26. Okt. 12 S. 545/49*) Die Otto Gas Engine Works in Philadelphia bauten Gasmaschinen von 1 bis 300 PS und neuerdings auch Dieselmaschinen von 60 PS. Darstellung der verwendeten Bohrmaschinen und sonstigen Bearbeitungsmaschinen.

Casehardening and casehardening practice. Von Grant. (Machinery Okt. 12 S. 92/95*) Einrichtungen und Verfahren in Fabriken für Fahrräder- und Motorwagenbau. Härtkasten, Härtöfen. Härten bestimmter Stellen an Gegenständen. Nachbehandlung.

Glühen und Härten mit Gas. (Journ. Gasb.-Wasserv. 26. Okt. 12 S. 1052/54*) Versuche mit dem Härten von Dornen, Spurstiften und Schraubenziehern. Die Kosten des Brennstoffes bei Gasfeuerung waren niedriger als bei Koks- und Kohlenfeuerung.

Wire drawing. Von Oberg. (Machinery Okt. 12 S. 75/80*) Die Verfahren und Einrichtungen der Driver-Harris Wire Co. Ziehen von Nickelstahl-, Nickelchrom-, Kupfer- und Messingdraht.

Beiträge zur Kenntnis der Zementation des Eisens mittels Gasen Von Kusek. (Stahl u. Eisen 24. Okt. 12 S. 1780/84* mit 1 Taf.) Versuche über den Einfluß von trocknem Kohlenoxyd, Methan und Leuchtgas allein oder mit Zusätzen von Ammoniak als Mittel zum Zementieren.

Time to heat up carburising materials. Von Nead und Bourg. (Iron Age 17. Okt. 12 S. 904/05*) Versuche über den Einfluß verschiedener Härtpulver auf die chemische und physikalische Beschaffenheit des gehärteten Gutes, Eindringtiefe und Zusammensetzung der Härteschicht, ferner über den Einfluß der Härtezeit. Schaubilder.

Schiffs- und Seewesen.

United States battleships »Wyoming« and »Arkansas«. Von Gregory. (Int. Marine Eng. Okt. 12 S. 397/404*) Die beiden Linienschiffe von je 26000 t Verdrängung haben vier Schrauben und werden von drei Parsons-Dampfturbinen von 28000 PS Gesamtleistung angetrieben. Anordnung, Abmessungen der Turbinen. Versuchsfahrten.

»City of Detroit III«, worlds largest side wheel steamer. (Int. Marine Eng. Okt. 12 S. 389/96*) Der neue Dampfer der Detroit and Cleveland Navigation Co. ist 143 m lang, 8,9 m tief und wird von einer 8000 PS-Dreizylinder-Dampfmaschine von 20 Uml./min angetrieben. Deckpläne. Ausstattung.

Motor ship »Eavestone« fitted with Carels Diesel engines. (Int. Marine Eng. Okt. 12 S. 405/07*) Das Doppelschraubenschiff von 4500 t ist 84 m lang und wird von einer 1000 PS-Vierzylinder-Zweitakt-Dieselmaschine mit $9^1/_2$ Knoten angetrieben.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Ueber Vergaser zu Verbrennungsmotoren. Von Wolfmüller. Schluß. (Dingler 26. Okt. 12 S. 679/84*) Verschiedene Vergaserbauarten.

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage mit Holzstoff- und Papierfabrik Wolfsheck der Firma E. Holtzmann & Cie. in Weisenbachfabrik (Baden). Von Oesterlen. (Z. V. deutsch. Ing. 2. Nov. 12 S. 1765/74* mit 1 Taf.) Die Wasserkraftanlage enthält 11 Turbinen für 42,4 m Gefälle, wovon eine von 520 PS und 325 Uml./min die Holländer und Rührbütten treibt, zwei von 520 und 715 PS zwei Dynamomaschinen von 440 V für die Papiermaschinen antreiben, eine von 90 PS mit einer Lichtdynamo gekuppelt ist und die übrigen sieben Schleiferturbinen von 650 bis 700 PS sind. Zur Aushülfe dient eine Turbodynamo von 600 PS bei 3000 Uml./min. Schluß folgt.

Ziegelei und Tonindustrie.

Neuerungen in der Ziegelindustrie. Von Benfey. (Dingler 26. Okt. 12 S 676/79*) Sumpfhaus mit unterirdischer Beschickung und Entleerung durch eine Schleppkette, Bauart Horn. Tonreiniger, Bauart Galke. Stufenpresse von Griesemann & Co., Magdeburg.

Rundschau.

Eine mächtige Wagerecht-Drehbank in besonders hoher Ausführung, die vornehmlich für die Bearbeitung von Turbinenzylindern bis zu 4500 mm Dmr. bei 4000 mm Höhe bestimmt ist, hat kürzlich die Werkstätten der Werkzeugmaschinenfabrik Breuer, Schumacher & Co. in Köln-Kalk verlassen.

Fig. 1.

Wagerecht-Drehbank von Breuer, Schumacher & Co.

Fig. 2. Vorschubräderkasten.

a, *b*, *c* Vorschubwechsel
d Aus- und Einrücken des Ständerschlittens
e zur Querbalkenverstellung
f Wendegetriebe
g Schnellverstellung

Die Maschine, Fig. 1, wird von einem Elektromotor von 40 PS angetrieben, der auf einen zwischen den Ständern angeordneten Räderkasten für 18 Geschwindigkeiten arbeitet. Besonderer Wert wurde auf fehlerfreie Bedienung der Räderübersetzungen und Vermeidung leer laufender Räder gelegt. Durch Kegelräder und einen breiten Zahnkranz aus Stahlguß wird die Bewegung auf die zur Aufnahme sehr großer Gewichte besonders kräftig gehaltene Planscheibe von 4200 mm Dmr. übertragen, die in V-förmiger Bahn und mit einer starken Spindel einwandfrei geführt ist; das obere Spindellager ist kegelig und von außen leicht nachstellbar.

Die beiden kräftigen, 7,3 m hohen Ständer, deren jeder 22 t wiegt, sind durch mehrere Querstege zu einem starren Ganzen verbunden, so daß selbst beim Arbeiten in großer Höhe jedes Zittern ausgeschlossen ist. Der breite, stark verrippte Querbalken ist 8,5 m lang und hat drei Bahnen, von denen die beiden unteren die Werkzeugschlitten führen. Durch diese schmale, lang gehaltene Führung, die eine leichte Beweglichkeit der schweren Schlitten sichert, ist Ecken ausgeschlossen. Der Querbalken hat Eilbewegung in beiden Richtungen mit selbsttätiger Auslösung der Bewegungen in den Endstellungen. Die beiden Schlitten, von denen die Figur nur einen zeigt, werden unabhängig voneinander durch zwei getrennte, am Fuße der beiden Ständer angebrachte Vorschubräderkasten für 16 verschiedene Vorschübe, Fig. 2, geschaltet. Von der an jedem Schlitten angebauten Bühne aus sind alle Wagerecht- und Senkrecht-Vorschübe bequem und sicher einzustellen und die Vorschubbewegung auszurücken. Der Uebergang vom Vorschub zur rückläufigen Schnellverstellung wagerecht wie senkrecht erfolgt durch Hochziehen des Hebels *g*, Fig. 2, der beim Niederdrücken selbsttätig den alten Vorschub wieder herstellt. Um Brüche zu vermeiden, ist in das Vorschubgetriebe außer einigen Abscherstiften eine besondere Lamellen-Rutschkupplung eingebaut. Die Werkzeugschlitten sind gegen die Senkrechte um 45° nach beiden Seiten schwenkbar und von Hand mit besonderer Feineinstellung in wagerechter und senkrechter Richtung verstellbar, ferner mit Eilbewegung mit gleichbleibender Geschwindigkeit ausgestattet. Die Planschieber aus Stahlguß sind, für jeden Schieber gesondert, durch Gegengewichte ausgewuchtet.

Der rechte Ständer ist mit einer besonders breiten Führungsbahn versehen, um einen seitlichen Werkzeugschlitten aufzunehmen, der, mit einem Drehteil ausgerüstet, kegelige Körper (Turbinengehäuse) zu drehen gestattet. Er kann selbsttätig in allen Richtungen geschaltet und längs des Ständers mit Eilbewegung verschoben werden. Endlich ist noch eine Bohrstange mit wanderndem Bohrkopf vorgesehen, die in einem Spindellager des Querbalkens und in der Hauptspindel gelagert ist und zum gleichzeitigen Ausbohren der Turbinenzylinder dient.

Um was für Arbeitsleistungen es sich hierbei handelt, geht daraus hervor, daß die aus Stahl roh vorgeschmiedeten Turbinenzylinder bis etwa 60 t wiegen, während sie fertig bearbeitet »nur« noch rd. 15 t schwer sind.

Die Maschine wiegt im ganzen 130 t.

Nickel

Generatorgas aus Braunkohlenbriketts für den Martinofenbetrieb. In der Mitteilung auf S. 1561 finden sich einige Angaben, die der Richtigstellung bedürfen. Die mitteldeutsche Roh-Braunkohle hat nicht, wie dort angegeben, 4500 WE/kg, sondern die Heizwerte schwanken zuweilen schon der einzelnen Gewinnungsstätte, noch mehr aber im ganzen mitteldeutschen Gebiet zwischen etwa 2000 und 3250 WE/kg im Gebrauchzustande, wobei 2000 wohl die niedrigste Zahl bedeutet, bei der man eine Kohle noch als abbauwürdig für den Rohversand oder für das Brikettieren betrachtet, während Sorten mit mehr als 3000 WE/kg zu den sehr seltenen gehören und als Rohkohle von hervorragender Güte entsprechend hoch geschätzt und bezahlt werden. Aus einer Zusammenstellung, die ich für eine kleine Schrift zur Aufklärung über die deutsche Braunkohlenindustrie ausgearbeitet habe, ergab sich, daß von 47 mitteldeutschen Förder-Braunkohlensorten

5 einen Heizwert von 2000 bis 2250 WE/kg
23 » » » 2250 » 2500 »
14 » » » 2500 » 2750 »
3 » » » 2750 » 3000 »
2 » » » mehr als 3000 »

hatten. Ebenso beruht die Angabe auf einem Irrtum, daß die österreichischen Braunkohlen einen Heizwert von 6500 WE/kg aufweisen sollen. Eine Zusammenstellung a. a. O. ergibt für 163 untersuchte Braunkohlensorten

1 mit 3000 bis 3500 WE/kg
7 » 3500 » 4000 »
42 » 4000 » 4500 »
57 » 4500 » 5000 »
39 mit 5000 bis 5500 WE/kg
12 » 5500 » 6000 »
5 » 6500 » 7500 »

Diese letzten, als Gaskohle bezeichneten 5 Sorten kommen aber für den Handel als übliche Marken nicht in Betracht, denn sie können nur Sonderzwecken dienen und stehen im Preise wesentlich höher als die zahlreichen sonst üblichen Marken. Auch ist ihr Vorkommen äußerst beschränkt. Der Heizwert der böhmischen Braunkohlen, wie sie in überwiegender Mehrheit auf den deutschen Markt kommen, schwankt demnach zwischen 4000 und 5500 WE/kg.

Der wesentliche Unterschied gegenüber den deutschen Braunkohlenbriketts besteht darin, daß der Heizwert der böhmischen Braunkohlen um den Durchschnittswert von etwa 4750 WE/kg um rd. 16 vH auf- und abwärts schwankt, gegenüber nur etwa 8 vH bei den deutschen Braunkohlenbriketts. Der größte Abstand zwischen den geringeren und den besseren Sorten der böhmischen Braunkohlen, die im allgemeinen für den deutschen Markt in Betracht kommen, beträgt aber 37,5 vH des Heizwertes der geringern und 27 vH des Heizwertes der bessern Sorten. Diese Unterschiede bringen eine außerordentlich große Unsicherheit in das Wert- und Einkaufsverhältnis hinein.

Eine Zusammenstellung für die Heizwerte der deutschen Braunkohlenbriketts ergibt für

5	Brikettsorten	4400	bis	4500 WE/kg
14	»	4500	»	4750 »
23	»	4750	»	5000 »
18	»	5000	»	5180 »

Wenn man danach den durchschnittlichen Heizwert mit 4800 WE/kg annimmt, so beträgt die Schwankung bei den verschiedenen Marken rd. 8 vH auf- und abwärts vom Durchschnittswert und die größte mögliche Schwankung, auf die günstigste und ungünstigste Sorte bezogen, $15^1/_2$ bis $17^1/_2$ vH. Es sei noch kurz erwähnt, daß der Wassergehalt der Rohkohlen für das Brikettieren künstlich von etwa 40 bis 60 vH auf etwa 10 bis 15 oder auch etwas mehr heruntergebracht wird. Dadurch erhöht sich der Heizwert entsprechend. Nur in diesem getrockneten Zustand der Kohlen läßt sich ihr natürliches Bindemittel unter starkem Druck zur Wirkung bringen. Künstliche Bindestoffe werden nicht verwendet.

Dr.-Ing. Carl Loeser, München.

Jahresbericht von Lloyd's Register of Shipping. Am Schlusse des am 30. Juni 1912 beendigten Geschäftsjahres waren 10 445 Handelsschiffe von zusammen 21,75 Mill. Brutto-Reg.-Tons in Lloyd's Register eingetragen. Die Schiffe verteilten sich folgendermaßen:

Baustoff	Bauart	britisch		nicht britisch		zusammen	
		Anzahl	Brutto-Reg.-Tons	Anzahl	Brutto-Reg.-Tons	Anzahl	Brutto-Reg.-Tons
Eisen und Stahl	Dampfer	6073	12 854 517	3271	7 365 904	9334	20 220 421
	Segler	280	411 083	669	1 058 685	949	1 469 768
Holz und Verbundbau	Dampfer und Segler	141	18 084	11	1 984	152	20 068
	zusammen	6494	13 283 684	3915	8 426 573	10445	21 710 257

Während des Berichtjahres wurden 684 Schiffe von zusammen 1 468 166 Brutto-Reg.-Tons neu eingetragen. Hierunter befanden sich 623 Dampfer von 1 455 988 Brutto-Reg.-Tons, der Rest waren Segelschiffe. 68,5 vH dieser Schiffe waren für Großbritannien, die übrigen für die britischen Kolonien und für das Ausland bestimmt.

Am 30. September 1912 waren unter Lloyd's Aufsicht Schiffe von zusammen 1 830 392 Brutto-Reg.-Tons in Bau, eine Anzahl, die noch nie erreicht worden ist.

Ueber die Verwendung der Dieselmaschine spricht sich der Bericht dahin aus, daß die guten Erfolge der ersten mit derartigen Maschinen ausgerüsteten Schiffe bereits eine große Zunahme der Dieselmaschinen auf Schiffen besonders in Holland und Deutschland bewirkt haben. Das Erlassen bestimmter Vorschriften für diese Schiffe wird jedoch noch für verfrüht angesehen. Unter der Aufsicht von Lloyd's Register sind zurzeit 34 Schiffe mit Dieselmaschinen, davon 23 von 2000 bis 10000 Brutto-Reg.-Tons, in Bau. Für diese Schiffe werden Viertakt- und Zweitaktmaschinen, einfach- und doppeltwirkend, sowie auch Maschinen nach der Bauart Junkers verwendet. Die Leistungen der Maschinen schwanken zwischen 120 und 1750 PS_e. Außerdem sind noch mehrere kleinere Fahrzeuge mit Oelmaschinen von 50 bis 320 PS_e unter der Aufsicht der Gesellschaft in Bau. Bei der Neederlandschen Fabriek van Werktuigen en Spoorweg Materieel in Amsterdam waren bei der Abfassung des Berichtes allein 11 Dieselmaschinen von zusammen 10 100 PS_e für 6 Schiffe, bei Burmeister & Wain, Kopenhagen, 12 Dieselmaschinen für 6 Doppelschraubenschiffe in Bau.

Während des Berichtjahres wurden ferner 86 Dampfer von je 5000 Brutto-Reg.-Tons und darüber eingetragen. Zurzeit sind 14 Schiffe von 12000 Brutto-Reg.-Tons und darüber in Bau.

Die Anzahl der Schiffe nach der Bauart Isherwood (Längsspantenbauart) nimmt beständig zu. Bis Ende Juli 1912 waren bereits 64 derartige Schiffe von zusammen 264 368 Brutto-Reg.-Tons eingetragen, und seitdem sind weitere 114 Schiffe von zusammen 593 400 Brutto-Reg.-Tons unter der Aufsicht der Gesellschaft ausgeführt oder im Bau begriffen.

Die Nachfrage nach Petroleumtankschiffen, die bereits im vorigen Jahr sehr rege war, hat noch gewaltig zugenommen. Seit dem 1. Juli 1911 sind 16 derartige Schiffe von zusammen 66 911 Brutto-Reg.-Tons eingetragen, und heute sind weitere 86 Schiffe von 469 000 Brutto-Reg.-Tons in Bau. 10 von diesen Schiffen von je 10000 Brutto-Reg.-Tons sind 160 m lang.

Die Eintragungen der Gesellschaft lassen ferner erkennen, daß die Verwendung von flüssigen Brennstoffen zur Heizung der Dampfkessel mehr und mehr zunimmt. Viele Schiffseigentümer berücksichtigen die spätere Verwendung derartiger Brennstoffe bereits beim Bau ihrer Schiffe, so daß trotzdem die Dampfkessel vorläufig noch mit Steinkohle geheizt werden. Die Bauvorschriften von Lloyd's Register für die Beförderung von Oel beziehen sich auf Oel, dessen Entzündungspunkt nicht unter 66° liegt. Seit einiger Zeit hat jedoch die Verwendung von Oel von niedrigerem Entzündungspunkt bedeutend zugenommen, daher trägt die Gesellschaft bei ihren Vorschriften heute auch diesem Umstande besondere Rechnung.

Die Anzahl der Schiffe, die mit Gefriereinrichtungen zur Beförderung von Fleisch, Obst usw. versehen sind, hat auch erheblich zugenommen. Bei Lloyd's sind jetzt bereits 161 derartige Schiffe eingetragen, während weitere 22 in Bau begriffen sind. Unter der Aufsicht der Gesellschaft sind ferner in England während des Berichtjahres mehrere Lagerräume für gefrorenes Fleisch ausgeführt worden.

Die große Entwicklung der drahtlosen Telegraphie und der Unterwasser-Schallsignale für Personendampfer geht daraus am besten hervor, daß 1392 Schiffe mit drahtloser Telegraphie und 632 mit Unterwasser-Schallsignalen bei Lloyd's eingetragen sind.

Amerikanischer Walzwerkbetrieb. In der Herbstversammlung des Iron and Steel Institute hat Dr.-Ing. Puppe aus Breslau einen Vortrag über seine Beobachtungen bei einer Studienreise durch amerikanische Hüttenwerke gehalten. Einige seiner vergleichenden Betrachtungen über amerikanischen und deutschen Walzwerkbetrieb seien nachstehend wiedergegeben.

In den neunziger Jahren des vorigen Jahrhunderts herrschte in den Vereinigten Staaten das von John Fritz geschaffene Triowalzwerk als Blockwalzwerk vor, ist aber seit der Einführung der Knüppel von 100 × 100 qmm Querschnitt fast allgemein durch die Umkehr-Duostraße ersetzt worden. Denn der Länge der Walzstäbe konnten die beim Triowalzwerk erforderlichen Hebetische nicht mehr angepaßt werden. Während in Deutschland das Blockwalzwerk das Bindeglied zwischen dem Stahlwerk und sämtlichen andern Walzenstraßen bis herunter für die kleinsten Profile bildet, ist es in Amerika ein Bestandteil jeder einzelnen Straße und dient dazu, den Block für diese allein bis auf einen bestimmten Querschnitt herunterzuwalzen. Die Walzen der Blockstraße haben gewöhnlich kleine Durchmesser, in jüngster Zeit normal nur 864 mm, infolgedessen auch eine Länge von nur rd. 1980 mm gegenüber rd. 2850 mm in Deutschland. Die Leistung dieser Straßen beträgt bis zu 500 und 600 t, mitunter sogar 1300 t in einer Schicht (12 st). Diese hohen Zahlen werden allerdings dadurch erklärt, daß der Block nur auf die fünf- bis sechsfache und höchstens siebenfache Länge gestreckt wird. Auch ist die Querschnittsverringerung in den einzelnen Stichen größer. Man begnügt sich in Deutschland mit einer solchen von 11 bis 12 vH, wählt aber in Amerika 20 vH, in den ersten sechs Stichen des Schienenwalzwerkes in Lackawanna sogar 24 vH. Ferner ist das Fahren der jetzt meist elektrischen Walzwerkmaschinen von Einfluß, die nur 3 Hebelstellungen, nämlich »Halt«, »Vorwärts« und »Rückwärts«, dagegen keine Zwischenstellungen

haben. Als Knüppelwalzwerke sind kontinuierliche Straßen mit 8 bis 10 Gerüsten sehr beliebt. Das vorgeblockte Walzgut von 152×152 bis 203×203 qmm Querschnitt wird darin je nach dem Verwendungszweck bis auf 100×100 und 38×38 qmm gebracht. Die Walzen dieser kontinuierlichen Straßen haben selten mehr als 457 mm, bisweilen auch 356 mm Dmr. Der Kraftbedarf für die einzelnen Walzen ist daher gering, wird aber durch die Verluste im Antrieb sehr erhöht. Die Leistung beträgt im Stahlwerk Gary 300 t/st für Knüppel von 100 × 100 qmm und 150 t/st für solche von 44,5 × 44,5 qmm. Auch die geringere Erzeugung von 70 bis 80 t/st, die in Lackawanna erreicht wird, ist für deutsche Verhältnisse sehr hoch. Den hohen Zahlen entsprechen die Geschwindigkeiten der Walze im letzten Gerüst einer solchen Straße, nämlich von 90 bis 200 Uml./min. Die erste Walze macht dabei nur 9 bis 12 Uml./min.

An Schienenwalzwerken bestehen gegenwärtig 14 in den Vereinigten Staaten mit einer Erzeugung von 3 Mill. t jährlich. Im Gary-Werk und auch in den Edgar Thomson-Werken stellt eine einzige Schienenstraße 3500 bis 4000 t in 24 st her. Puppe wirft hier die Frage auf, ob bei so gewaltigen Mengen noch die Sorgfalt aufgewandt werden kann, die mit Rücksicht auf die Sicherheit der Schiene im Eisenbahnbetrieb unerläßlich ist, und ist geneigt, das im Hinblick auf die für europäische Verhältnisse außergewöhnlich häufigen Schienenbrüche zu bezweifeln. Er gibt allerdings zu, daß die Verkehrslasten und Geschwindigkeiten und damit die Beanspruchung der Schienen in den Vereinigten Staaten wesentlich größer als in Europa sind. Die Tragfähigkeit der Güterwagen ist dort von 10 auf 50 t, das Gewicht der Güterzüge von 500 bis 600 t auf 3000 bis 4000 t gesteigert worden, während die Zuggeschwindigkeiten jetzt durchschnittlich 80 km/st, auf einzelnen Strecken sogar 120 km/st, ungerechnet die Haltezeiten, betragen. Die Verstärkung der Schienen hat aber damit nicht Schritt gehalten. Puppe läßt es unentschieden, ob die Brüche auf nicht genügend sorgfältige Behandlung der Schienen beim Walzen und auf die ungenügende Beschaffenheit des sauern Bessemerstahles, oder auf die zu große Beanspruchung bei stark wechselnder Witterung zurückzuführen ist, empfiehlt aber als Mittel zur Verbesserung der Verhältnisse beim Walzen die Aufrechterhaltung einer bestimmten Temperatur der Schiene nach dem letzten Stich, so daß sie sich noch um ein gewisses Maß zusammenziehen könne. Die amerikanischen Fachleute haben sich, wie auch von uns mehrfach erwähnt worden ist, in den letzten Jahren dafür entschieden, zum Martinstahl für Schienen überzugehen, um die Brüche zu vermeiden. Im Jahre 1911 betrug z. B. der Rückgang in der Herstellung von Bessemerstahlschienen wieder 40 vH gegenüber 1910. Ferner hat die Verwendung von Sonderstahl, wie Titanstahl, um das Drei- und Vierfache zugenommen. So hat die Lackawanna Steel Co. in den Jahren 1908 bis 1911 allein 400000 t Titanstahl-Schienen geliefert. Hierzu sei bemerkt, daß nach einer Mitteilung der »Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen«[1]) der elektrisch gewonnene Stahl als Schienenstoff gute Ergebnisse aufzuweisen hat, insofern als diese Schienen in zweijähriger Probezeit bei starkem Verkehr und häufigem kalten Wetter frei von Brüchen geblieben sein sollen. Die Versuche erstreckten sich auf 5600 t Schienen der Illinois Steel Co. Es liegt jedoch nahe, anzunehmen, daß diese Schienen besonders sorgfältig gewalzt worden sind.

Ein im Staudamm untergebrachtes Elektrizitätswerk ist, wie in den letzten Jahren schon mehrfach, von der Portland Railway Light and Power Co. in Estacada, Oregon, am Clackamas-Fluß errichtet worden und arbeitet gemeinsam mit einem 5,6 km oberhalb gelegenen älteren Wasserkraftwerk auf dasselbe Netz. Die geringste Wassermenge beträgt 21,24 cbm. Daß Betriebswasser wird durch einen 285 m langen Eisenbetondamm in einem Becken von 5,2 km Länge und 2 Mill. cbm Inhalt aufgestaut. Der Damm ist hohl und zum Teil als Ueberfallwehr ausgebildet. Die geneigte Dammwand wird in Abständen von 4,5 bis 5 m von Stützmauern getragen. Zur Sicherung gegen Unterspülungen ist die Wand bis zu 3 m tief in den Boden eingelassen. Auf der Dammstrecke, auf der das Maschinenhaus unmittelbar an den Damm angebaut ist, tritt der obere Teil der geneigten Dammwand gegen den unteren Teil und die Stützmauern zurück, wodurch fünf Einläufe gebildet werden, zwischen denen je zwei Stützmauern hervortreten, die einen Grobrechen mit Bedienungsbrücke tragen. Die Einläufe haben 3,5 m weite Oeffnungen, die von eisernen Schützentafeln mit elektrischem oder Handbetrieb verschlossen werden. Da die Schützen entsprechend der Neigung der Dammwand schräg liegen, muß ihre Bedienung einen wesentlichen Aufwand an Kraft erfordern, was man sonst zweckmäßig zu vermeiden sucht. Das mit dem Damm unmittelbar zusammenhängende Maschinenhaus ist 53,5 m lang und 18,3 m breit, während das gesamte Bauwerk vom Fuß des Dammes bis zur talwärts gelegenen Maschinenhausmauer etwa 56 m breit ist. Von den Einläufen führen schwach S-förmig gekrümmte Druckrohre von 3,35 m l. W. und 10 bis 12,5 mm Wanddicke zu den Francis-Zwillingsturbinen mit Spiralgehäuse und liegender Welle, von denen zunächst drei auf dem rd. 20 m unter Oberwasserspiegel liegenden Maschinenhaus-Fußboden aufgestellt sind. Die Turbinen treiben mit 6000 PS Leistung und 240 Uml./min je einen Drehstromerzeuger von rd. 3700 KVA und 11000 V an. Die Laufräder der Turbinen bestehen aus Bronze und haben 1295 mm Dmr. Die Spiralgehäuse sind an der Eintrittstelle des Wassers 1,98 m weit; der gemeinsame Saugkrümmer hat 2,43 m Dmr. Die Leitschaufeln sind mit den Drehzapfen zusammengegossen und so ausgebildet, daß sie sich unter dem Wasserdruck selbsttätig schließen. Die Spannung der Stromerzeuger wird in Drehstromtransformatoren von je 3700 KVA Leistung auf 52000 V erhöht. Die Transformatoren und die Schalteinrichtungen sind ebenfalls in den Innenräumen des Dammes untergebracht. (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 20. Oktober 1912)

[1]) vom 16. Oktober 1912.

Dieselschiff „Eavestone". Das von Raylton Dixon & Co. in Middlesbrough für die Reederei von Furness, Withy & Co. gebaute Frachtschiff ist 84 m lang, 12 m breit und hat 4310 t Wasserverdrängung. Zum Antrieb dient eine einfachwirkende Zweitakt-Dieselmaschine, Bauart Carels, mit vier Zylindern von 508 mm Dmr. und 914 mm Hub, die bei rd. 15 Uml./min 800 PS_e leistet. Die Schraube hat 3733 mm Dmr. und 3238 mm Steigung. Die Reederei hat, um Vergleiche anstellen zu können, die „Eavestone" mit denselben Abmessungen wie eines ihrer seit einiger Zeit in Betrieb befindlichen Dampfschiffe erbauen lassen. Hierbei hat sich gleich ergeben, daß der Raumbedarf der Dieselmaschinenanlage in der Länge um 4,26 m geringer ist als der für die gleichgroße Dampfanlage (Maschine und Kessel). Die Geschwindigkeit beider Schiffe beträgt 9 Knoten. Hierzu werden von dem Dampfschiff in 24 st 12,5 t Kohlen, von dem Dieselschiff 3,5 t Rohöl (Texasöl von 0,92 spez. Gewicht) verbraucht: der Verbrauch an Schmieröl auf letzterem beträgt 18 ltr. Die Hülfsmaschinen für Deckbedarf auf der „Eavestone" werden durch Dampf betrieben, der in einem mit Kohlen geheizten, in einem Deckhause aufgestellten Hülfskessel erzeugt wird. Dies ist eine Abweichung vom bisherigen Gebrauch bei Dieselschiffen, wo man, um von der Kohle und von Heizern unabhängig zu sein, flüssigen Brennstoff auch für den Hülfskessel verwendet. Bemerkenswert ist die für Dieselmaschinen sehr geringe Umlaufgeschwindigkeit von 95 Uml./min, die sich der von gleichwertigen Dampfmaschinen schon sehr nähert. Die „Eavestone" ist seit einiger Zeit in Betrieb und hat in der vorletzten Oktoberwoche eine längere Reise nach Amerika angetreten. (The Engineer 25. Okt. 1912)

Elektrischer Betrieb auf italienischen Staatsbahnen. Von den nach dem Plane von 1906 für elektrische Zugförderung in Aussicht genommenen Strecken sollen zunächst die folgenden ausgerüstet und im kommenden Jahr in Betrieb genommen werden: Lecco-Mailand im Zuge der schon jetzt mit Drehstrom betrieben Veltlinbahn, Savona-S. Giuseppe-Ceva und Sampierdarena-Magnanego-Ronco im Zusammenhange mit der Giovi-Linie und die Mont Cenis-Bahn Bussoleno-Bardonecchia-Modane. Als Betriebsmittel für diese Strecken sind vor kurzem 53 Drehstrom-Lokomotiven bei der Società Italiana Westinghouse in Vado Ligure bestellt worden. (Schweizerische Bauzeitung 25. Oktober 1912)

Zahnradbahn von Chamonix auf den Couvercle. Zur weiteren Erschließung des Mont Blanc-Gebietes soll eine neue Zahnradbahn gebaut werden, die von Chamonix auf den Couvercle führt; die 12,2 km lange Strecke überwindet einen Höhenunterschied von 1418 m; die größte Steigung wird 0,235 m auf 1 m betragen. Zum Antrieb werden elektrische Lokomotiven verwendet. (Le Génie civil 19. Oktober 1912)

Hochschulkurse für Ingenieure in Lemberg. Angeregt durch die Erfolge der in Deutschland seit 1909 abgehaltenen Hochschulkurse für Ingenieure hat auch die Technische Hochschule Lemberg im laufenden Jahre zwei derartige Kurse veranstaltet. Der erste, für Bauingenieure bestimmte, fand im Januar statt, der zweite, für Maschineningenieure, im Oktober. Da der Maschinenbau in Galizien noch wenig entwickelt ist, war die Teilnahme am letzteren Kursus verhältnismäßig gering — 41 Anmeldungen, während sich zu dem Bau-

ingenieurkursus 140 Ingenieure gemeldet hatten, davon die Hälfte aus der Stadt Lemberg. Die Erfahrungen mit diesen Kursen haben die Lemberger Hochschule veranlaßt, die Einrichtung zu einer dauernden zu machen.

Die nächste **Hauptversammlung des Vereines deutscher Eisenhüttenleute** findet am Sonntag den 1. Dezember 1912 in Düsseldorf statt.

Berichtigung.

Z. 1912 S. 1618 l. Sp. Z. 2 bis 4 v. o. lies:

$$0{,}85 \cdot \frac{44}{12} = 3{,}12 \text{ kg } CO_2$$

$$0{,}15 \cdot \frac{18}{2} = 1{,}35 \text{ » } H_2O$$

$$4{,}47 \text{ kg } CO_2 + H_2O,$$

und Z. 7 v. o. 3,47 kg O statt 3,32 kg O.

Patentbericht.

Kl. 10. Nr. 243320. Liegender Koksofen mit senkrechten Heizzügen. Carl Still, Recklinghausen, Westf. Dem durch die Düsen *a* in die Heizzüge *b* einströmenden Heizgase wird die Verbrennungsluft durch in verschiedenen Höhenlagen vorgesehene Oeffnungen *c* und *d*, die von einem in den Bindern *e* ausgesparten Kanal *f* gespeist werden, zugeführt. So werden durch allmähliche Verbrennung des Gases Stichflammen und durch die kühlend wirkende Verbrennungsluft eine schädliche Ueberhitzung des Mauerwerkes verhütet.

Kl. 18. Nr. 243236. Anhängen und Abnehmen der Kübel von Hochofen-Schrägaufzügen. J. Pohlig, A.-G., Köln-Zollstock. Die die Kübel *a* von den Zubringerwagen *b* zum Schrägaufzug befördernde Laufkatze *c* trägt einen zweiarmigen Ausleger *d*, der mit seinen gabelartigen Enden *e* die Kübel *a* aufnimmt. Der Ausleger *d* kann in senkrechter Richtung mittels des Getriebes *f* gehoben und außerdem um seine senkrechte Achse gedreht werden.

Kl. 18. Nr. 243234. Hochofen-Beschickvorrichtung. E. J. W. Richards und Th. Lewis, Glengarnock (Schottl.). An dem die Glocke *a* öffnenden und schließenden Wagebalken *b* ist mittels Ketten *c* ein Ring *d* aufgehängt, der beim Niedergehen die Klappe *e* des drehbaren Schütttrichters schließt. An *d* sind Vorsprünge oder dergl. angebracht, die beim Anheben von *d* und beim Schließen von *a* im Verteiltrichter *f* angebrachte Explosionsklappen *g* öffnen.

Kl. 18. Nr. 243805. Glühofen für Walzwerks-, Temper- und dergl. Anlagen. E. Curran, Cardiff (England). Die nebeneinander liegenden Glühherde *a* und *b* sind durch wahlweise benutzbare Kanäle *c* und *d* sowohl untereinander als auch mit dem Hauptabzugkanal *e* verbunden. Die Heizgase der Feuerung *f* können infolgedessen über die Herde in deren Längs-, Quer- oder diagonaler Richtung strömen und so geleitet werden, daß die Temperatur auf verschiedenen Herdteilen abgestuft ist.

Kl. 21. Nr. 250385. Kadmiumelektrode für elektrische Sammler. R. Pörscke und E. Achenbach, Hamburg. Feinverteiltes Kadmium wird auf chemischem Wege durch Ausfällen aus einer Kadmiumsalzlösung gewonnen und dann mit feinverteiltem Zink gemischt, welches nach dem Eintragen der Masse in die Träger in bekannter Weise durch Anodenelektrolyse wieder entfernt wird. Das Kadmium wird durch Eintragen von Zinkpulver in eine Kadmiumsalzlösung, das feinverteilte Zink durch Eintragen von Magnesiumpulver in eine Zinklösung hergestellt.

Kl. 21. Nr. 250418. Effekt-Dauerbrandlampe. Siemens-Schuckert Werke, Berlin. Die Strombelastung für den Einheitsquerschnitt der Kohle wird gegen die übliche bedeutend, bis zu 100 vH erhöht, so daß nicht nur der Lichtbogen und der Krater, sondern auch die ganzen Elektrodenspitzen an der Lichtabgabe beteiligt werden, die Kohlen gerade brennen und ein ruhiges Licht erzielt wird.

Kl. 40. Nr. 243613. Aufgabevorrichtung für mechanische Röstöfen. Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Köln-Kalk. Unter dem Aufgabetrichter *a* ist über der Mulde *b* ein Wipper *c* mit ausgesparter Oeffnung angebracht, der durch seinen Ausschlag das Röstgut gleichmäßig in den Röstofen einführt. *c* wird von der Rührwelle *d* des Röstofens vermittels der Schlitzexzenterscheibe *e* betätigt, von der gleichzeitig auch die Rüttelstange *f* bewegt wird.

Kl. 46. Nr. 239716. Verbrennungskraftmaschine. J. Brandis, Aachen. Vor dem Ende des Verdichtungshubes tritt ein am Maschinenkolben *a* sitzender Verdränger *d* in die Führung *e* ein, wobei der Hochdruckraum *c* im Zylinderinneren mit dem Verbrennungsraum *k* nur durch einen schmalen Spalt *f* verbunden bleibt. In diesen Spalt, durch den die Verdichtungsluft aus *c* nach *k* in kegelförmigem Strahl wirbelt, wird zugleich der Brennstoff von *v* aus zerstäubt eingespritzt, der sich so innig mit der durchgepreßten Luft mischt.

Kl. 46. Nr. 240567. Verbrennungskraftmaschine. M. Thorn, Hamburg. Der Brennstoff wird der Maschine in Gestalt von Pulverbändern *b* zugeführt. Um bei der hohen Umlaufzahl dieser Maschine die Schaltbewegung für die Brennstoffzuführung zu verlangsamen, hat die Trommel *f*, die von dem Pulverband *b* Stücke verschiedener Länge abschneidet, zahlreiche Kammern *i*, *i*, und außerdem sind zwei Trommeln *f*, f_1 angeordnet, die um eine halbe Teilung versetzt sind und abwechselnd fortgeschaltet werden. Die Trommeln werden durch Wasser gekühlt; ihre Kammern *i*, *i* kommen je nach der Regelung der Bandzufuhr leer, halb oder ganz gefüllt mit ihren Kontakten *x* mit der elektrischen Zündung *w* in der Verbrennungskammer *k* in Berührung.

Kl. 47. Nr. 240016. Zahnradgetriebe. Sächsische Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann A.-G. und Hans Friedrich, Chemnitz i. S. Die Räder *a* und *b* haben Laufringe *c*, *c*, deren äußerer Umfang den Teilkreisen der Räder entspricht. Rad *b* hat auf seinem Laufring *c* einen nach innen schräg verlaufenden Flansch *d*, der beim Einrücken von *a* senkrecht zur Achse von *b* das Rad mitnehmen soll, bevor die Zähne beider Räder zum Eingriff kommen.

Kl. 47. Nr. 239800. Band- und Backenbremse. Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg. Beim Anziehen des beweglichen Bremsbandendes *a* von *d* aus wird das Bremsband *b* und zugleich eine Bremsbacke *f*, die am andern Ende des Bremsbandes an einem Lenker *e* befestigt ist, gegen die Bremsscheibe *h* angezogen.

Kl. 47. Nr. 239718. Stopfbüchsendichtung. K. Hammacher, Köln. Die Abdichtungselemente (zweiteilige Dichtungsringe *d* und Nachspannringe *f*) sind in einem besondern, in den Stopfbüchsenhals *b* eingeschobenen Zylinder *a* eingebaut. Die Ringe *f* werden mit Kegelflächen dadurch gegen die Ringe *d* gepreßt, daß Stulpenringe *g* durch Federn *h*, deren Widerlager durch Ringe *i* gebildet werden, vorgedrückt werden. Die Ringe *i* stützen sich auf Haltestifte *k*, die zu zweien oder dreien auf dem Umfange verteilt von außen durch die Büchse *a* hindurchgesteckt sind. Um die Stopfbüchse beweglich zu machen, ist zwischen dem Ring *f* und dem Ansatz *m* eines jeden Stulpenringes *g* ein Zwischenring *n* eingeschaltet, der sich mit einer Kugeldichtungsfläche gegen den Ring *f* legt.

Kl. 49. Nr. 244241. Exzenter-Lochstanze. Maschinenfabrik Weingarten vorm. Hch. Schatz A.-G., Weingarten, Württ. Wird der Handgriff *a* nach unten gedrückt, so verschiebt der Mitnehmer *b* mittels Hebels *c* den Schieber *d* so, daß dessen Zähne Lücken des Werkzeughalters *e* gegenüberstehen, und nimmt dann *e* bis zum Aufsitzen auf dem Werkstück mit. Nach Einschalten der Exzenterwelle *f* erfolgt Leergang, bis der Druckrahmen *g* auf *e* trifft. Nun erfolgt die Lochung und zugleich durch Federkraft die Rückführung von *d*, dessen Zähne jetzt auf die des Halters *e* treffen; *e* wird von dem den Todpunkt überschreitenden Exzenter mitgenommen. Ist das Werkzeug aus dem Werkstück zurückgezogen, so trifft der verstellbare Anschlag *h* an *e* auf den Mitnehmer *i* am Hebel *a*, der mittels des Hebels *c* die Kupplung zwischen *f* und *e* löst.

Kl. 50. Nr. 246359. Steinbrechmaschine. Kleemanns vereinigte Fabriken Obertürkheim und Faurndau. Die nicht bearbeiteten Teile berühren sich derart in linsenförmigen Flächen, daß sie sich quer zur Richtung ihrer Beanspruchung selbst einstellen.

Kl. 55. Nr. 250532. Holzschleifer. J. Blank, Dresden. Zwei zylindrische Schleifsteine von gleichem Durchmesser, gleicher Breite sowie gleicher Körnung und Härte werden mit geringem Spielraum nebeneinander gelagert und erhalten entgegengesetzte Drehrichtung. Das Holz wird auf den Mantelflächen dieser beiden Steine unter Druck selbsttätig hin und her geschoben, wodurch die Holzfasern abwechselnd in der einen oder andern Richtung von den Steinen bearbeitet werden.

Kl. 59. Nr. 243014. Zweikammeriger Druckluft-Flüssigkeitsheber. Th. Steen, Charlottenburg. Die durch das Rohr *a* zugeführte Druckluft drängt das Wasser aus der Kammer *b* in die Steigleitung *c* und bewegt, wenn der Druck einen bestimmten Grad erreicht hat, mittels des Kolbens *d* den Hülfsschieber *e*, wodurch der Raum *f* von *a* abgetrennt und über das Rohr *g* mit der Auspuffleitung *h* verbunden wird. Der Druck der Luft auf die Fläche *i* verschiebt den Steuerkolben nach rechts, so daß *b* mit *h* und der zweite Arbeitsraum *k* mit *a* verbunden wird. Jetzt wird Flüssigkeit aus *k* gefördert, bis der Kolben *l* den Hülfsschieber von neuem verschiebt und die dann in den Raum *f* eintretende Druckluft den Steuerschieber wieder nach links schiebt.

Kl. 60. Nr. 240536. Flachregler mit Hülfssteuermaschine. Gebrüder Sulzer, Winterthur und Ludwigshafen a. Rh. Die Hülfssteuermaschine *e, f, g* ist nach Fig. 1 in den Flachregler so eingebaut, daß bei zu hoher Umlaufzahl das Schwunggewicht *a* des Reglers, das als Steuerschieber für die Hülfssteuermaschine ausgebildet ist, Fig. 2, gegen den Druck einer Feder *b* soweit verschoben wird, daß der Kanal *d* freigelegt und mit dem Zulaufkanal *c* für die Druckflüssigkeit verbunden wird. Dadurch wird der Kolben *f* verschoben und durch die Stange *g*, deren Drehpunkt *h* am äußeren Exzenter *i* liegt, die Füllung der zu regelnden Maschine vermindert.

Fig. 1. Fig. 2.

Angelegenheiten des Vereines.

Am Dienstag den 29. Oktober morgens starb nach kurzem Krankenlager der Bureauvorsteher unserer Geschäftstelle

Herr **Georg Oehmke**

im 55. Lebensjahre.

Er hat sein Amt 14 Jahre lang, in der letzten Zeit trotz schweren Leidens, mit unermüdlicher Pflichttreue und vorbildlicher Zuverlässigkeit verwaltet. Wir werden seiner stets in Ehren gedenken.

Vorstand und Direktoren
des Vereines deutscher Ingenieure.

Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.[1]

(Fortsetzung von S. 1804)

Erläuterungsberichte zu den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Im Auftrage des Ausschusses erstattet von Prof. Dr. **L. Prandtl**, Göttingen, und Dipl.-Ing. **R. Goetze**, Bochum.

Erster Teil: Gemeinsame Fragen und Sonderausführungen über Ventilatoren.

Von Prof. Dr. **L. Prandtl.**[2]

I. Druck und Druckmessung.

1) Der Begriff Druck eines in Ruhe befindlichen Gases (auch Pressung genannt) muß als bekannt vorausgesetzt werden. Druck wird gemessen durch die Kraft auf einer zu verabredenden Flächeneinheit (kg/cm², kg/m² usw.), oder durch eine Flüssigkeitshöhe (Quecksilberbarometer, Flüssigkeitsmanometer); die Druckeinheit ist hier 1 cm Q.-S. (»Quecksilbersäule«), 1 mm W.-S (»Wassersäule«) u. a. m. Wie leicht zu sehen, ist 1 mm W.-S. = 1 kg/m². (Ein Quadratmeter, ein Millimeter hoch mit Wasser bedeckt, ergibt gerade 1 ltr, d. i. in Gewicht 1 kg).

Häufig ist es bequem, statt mit den Drücken selbst (den »absoluten Drücken«) mit Druckdifferenzen zu rechnen. Der Vergleichsdruck ist dabei meist der durch das Barometer angezeigte Atmosphärendruck (p_0). Ist der Gasdruck höher als der Atmosphärendruck, so heißt die Differenz $p - p_0$

[1] Sonderabzüge der Regeln und Erläuterungsberichte in Heftform werden gegen Einsendung von 50 ₰ von der Geschäftstelle des Vereines postfrei abgegeben.

[2] Mit einem Zusatz über Anemometer von Ing. E. Stach, Bochum.

Ueberdruck«, ist der Gasdruck dagegen kleiner als der Atmosphärendruck, so heißt die umgekehrte Differenz $p_0 - p$ »Unterdruck« oder wohl auch »Saugpressung«. Ein Ansteigen des absoluten Druckes p bedeutet, wie man sieht, im Fall des Ueberdruckes auch ein Ansteigen des Ueberdruckes, im Fall des Unterdruckes dagegen eine Abnahme des Unterdruckes (vergl. Anm. 3 S. 14).

2) Eine Definition des Druckes einer strömenden Flüssigkeit erhält man folgendermaßen: Man betrachte die ebene Grenzfläche zwischen zwei nebeneinander befindlichen kleinen Flüssigkeitsmengen. Die Kraft, mit der die beiden Flüssigkeitsmengen in der Grenzfläche gegeneinander gepreßt werden, oder die Kraft, mit der die materiell gedachte Scheidewand zwischen beiden Flüssigkeitsmengen von beiden Seiten her zusammengedrückt wird (immer berechnet auf die Flächeneinheit), ist der Druck der strömenden Flüssigkeit an der in Rede stehenden Stelle.

Anmerkung: Diese Definition ist nur so weit richtig, als die Flüssigkeit sich reibungsfrei bewegt. Reibungsspannungen, die sonst auftreten, bewirken, daß für verschieden orientierte Flächenstücke durch denselben Raumpunkt der in der obigen Weise definierte Druck verschiedene Werte annimmt. Hier gelangt man zu einer eindeutigen Festsetzung über den Druck in einem Punkt in der Weise, daß man den Mittelwert der Normalkomponenten des Druckes auf alle beliebig orientierten Flächenstücke, die den Punkt enthalten, oder, was auch bereits zu demselben Ergebnis führt, auf drei durch den Punkt gelegte zueinander senkrecht Flächenstücke nimmt.

Dieser Druck, der der Definition gemäß durch ein mit den Flüssigkeitsteilchen mitbewegtes Druckmeßgerät (z. B. ein Aneroidbarometer) beobachtet werden könnte, wird nach einer in der Technik üblichen Ausdrucksweise zur Unterscheidung von einer weiter unten (in Nr. 3) zu besprechenden andern Druckgröße statischer Druck genannt.

3) Für den statischen Druck, den die Physiker als Druck schlechthin bezeichnen, besteht in einer widerstandslosen stationären Strömung längs einer Stromlinie folgender Zusammenhang mit der Geschwindigkeit w. Ist γ das Gewicht der Raumeinheit und g die Erdbeschleunigung, so besteht die Differentialbeziehung, die sich aus der Anwendung des Satzes: Kraft gleich Masse × Beschleunigung, herleiten läßt:

$$\frac{d\,p}{\gamma} + \frac{w\,d\,w}{g} = 0\,;$$

unter Berücksichtigung, daß γ meist eine Funktion von p ist, kann diese Gleichung integriert werden und liefert

$$\int \frac{d\,p}{\gamma} + \frac{w^2}{2\,g} = \text{konst.},$$

in Worten: Die Summe aus Druckhöhe und Geschwindigkeitshöhe ist in einer widerstandslosen stationären Bewegung längs einer Stromlinie konstant. Handelt es sich um so geringe Druckdifferenzen, daß das Raumgewicht γ als näherungsweise konstant angesehen werden kann, so kann für $\int \frac{d\,p}{\gamma}$ auch $\frac{p}{\gamma}$ gesetzt werden. Sind an zwei Punkten der Stromlinie die Drücke p und p_1 und die entsprechenden Geschwindigkeiten w und w_1, so ist nach obigem $\int_p^{p_1} \frac{d\,p}{\gamma} = \frac{w^2 - w_1^2}{2\,g}$, oder mit der Näherungsformel für konstantes γ

$$p_1 - p = \frac{\gamma}{2\,g}\,(w^2 - w_1^2).$$

Trifft der Gasstrom auf ein Hindernis, so wird da, wo sich die Strömung vor dem Hindernis teilt, die Geschwindigkeit zu null. Nach obiger Beziehung ergibt sich hieraus ein Aufstau vor dem Hindernis, der mit vorstehender Annäherung die Größe $p_1 - p = \frac{\gamma\,w^2}{2\,g}$ hat.

Nimmt man an, daß das Hindernis sehr geringe Abmessungen hat, so kann man die Werte p und w in der Formel auch als diejenigen auffassen, die Druck und Geschwindigkeit an derselben Stelle annehmen würden, wenn das Hindernis nicht vorhanden wäre. Da man sich nun an jede Stelle der Strömung ein solches kleines Hindernis hingebracht denken kann, kann man auch den Staudruck p_1 an jeder Stelle als vorhanden ansehen.

Ist das Hindernis eine der Strömung entgegengekehrte Rohrmündung, so pflanzt sich der Druck p_1 in dem Rohr fort und wird dadurch meßbar.

Der Ausschuß hat sich, dem anscheinend verbreitetsten Sprachgebrauch folgend, darauf geeinigt, diesen Staudruck »Gesamtdruck« zu nennen. Der Unterschied zwischen Gesamtdruck (p_g) und statischem Druck (p_{st}), also die durch die Strömung an einem Hindernis erzeugte Drucksteigerung, wird als »dynamischer Druck« (p_d) bezeichnet. Es ist angenähert

$$p_d = p_g - p_{st} = \frac{\gamma\,w^2}{2\,g}.$$

Die genaue Formel für den Gesamtdruck ergibt sich mit Berücksichtigung der Veränderlichkeit von γ aus der Beziehung

$$\int_{p_{st}}^{p_g} \frac{d\,p}{\gamma} = \frac{w^2}{2\,g},$$

die für den jeweiligen Zusammenhang zwischen p und γ integriert werden muß.

Anmerkung 1. Um zu sehen, welchen Fehler man begeht, wenn man die Annäherungsformel benutzt und dabei für γ denjenigen Wert nimmt, der dem statischen Druck entspricht, mag folgende Rechnung dienen. Es handle sich um atmosphärische Luft von gewöhnlicher Temperatur ($\gamma = 1{,}2$ kg/m³) und es sei $w = 60$ m/sk, dann ist die Drucksteigerung $p_1 - p = \gamma \frac{w^2}{2\,g}$ mit $g = 10$ m/sk² gleich $= 216$ kg/m². Nach der Differentialformel für die Adiabate

$$\frac{d\,\gamma}{\gamma} = \frac{1}{k}\,\frac{d\,p}{p}$$

ergibt sich nun mit $k = 1{,}4$ und $p = 10\,000$ kg/m² (1 metrische Atmosphäre) die verhältnismäßige Aenderung der Dichte angenähert zu $\frac{\gamma_1 - \gamma}{\gamma} = \frac{1}{k}\,\frac{p_1 - p}{p} = 0{,}0154$, also rd. 1½ vH; der Formelwert $\int_p^{p_1} \frac{d\,p}{\gamma}$ wird angenähert gleich $\frac{p_1 - p}{\frac{\gamma_1 + \gamma}{2}}$ (durch ähnliche Rechnung wie unter Nr. III, 2); wird statt dessen $\frac{p_1 - p}{\gamma}$ gerechnet, so ist der verhältnismäßige Fehler

$$\frac{\frac{1}{\gamma} - \frac{2}{\gamma_1 + \gamma}}{\frac{1}{\gamma}} = \frac{\gamma_1 - \gamma}{\gamma_1 + \gamma} = \text{rd. } 0{,}0077,$$

also erst etwa ¾ vH.

Anmerkung 2. Eine strömende Gasmenge vom Volumen V führt folgende mechanische Energie mit sich:

$$p\,V + \frac{m\,w^2}{2} = V\left(p + \frac{\gamma\,w^2}{2\,g}\right).$$

($p\,V$ ist die Arbeit, die nötig war, um die Gasmenge gegen einen widerstehenden Druck p an ihren Platz zu bringen, und stellt eine potentielle Energie dar; der zweite Ausdruck ist die kinetische Energie. Von den Volumenänderungen ist hierbei der Einfachheit halber wieder abgesehen worden, sonst kämen noch weitere Energieformen in Betracht.) Der Ausdruck $p + \frac{\gamma\,w^2}{2\,g}$, also der »Gesamtdruck«, erscheint hiernach als die mechanische Energie der Volumeneinheit des Gases; die Gleichung $p + \frac{\gamma\,w^2}{2\,g} = \text{konst.}$ bedeutet hiermit nichts anderes als die Anwendung des Satzes von der Konstanz der Energie auf die stationäre Flüssigkeitsströmung.

Anmerkung 3. Im Anschluß an das unter Nr. I, 1 über Ueberdrücke und Unterdrücke Gesagte mag noch darauf hingewiesen werden, daß im Fall eines statischen Unterdruckes, weil dieser als negativer Druck zu rechnen ist, der dynamische Druck abgezogen werden muß, um den Gesamtunterdruck zu erhalten. Da der dynamische Druck immer positiv ist, ist also der absolute Gesamtdruck immer größer als der absolute statische Druck; ebenso bei Ueberdrücken; dagegen ist der Gesamtunterdruck kleiner als der statische Unterdruck. Fig. 1 veranschaulicht diese Verhältnisse; die gemessenen Ueber- und Unterdrücke sind dabei durch { Klammern angedeutet.

Fig. 1.

4) Bei der Druckmessung müssen zwei Dinge unterschieden werden, einmal die Druckentnahme an der Meßstelle und dann die Druckablesung. Die Frage der letzteren kann als völlig geklärt gelten. Für hohe und mittlere Drücke hat man die Federmanometer, für welche zuverlässige Eichungsverfahren vorliegen; für mittlere und kleinere Drücke eignen sich die Flüssigkeitsmanometer (meist als aufrechte U-Rohre ausgeführt) mit Quecksilber-, Wasser- und Alkohol-Füllung; diese setzen lediglich einen gut geteilten Maßstab und gleich-

mäßige Weite der Meßrohre voraus, außerdem die Kenntnis des spezifischen Gewichtes der Manometerflüssigkeit (Temperatureinflüsse bei Wasser und besonders bei Alkohol!); für die kleinsten Drücke schließlich hat man die Mikromanometer, d. h. Flüssigkeitsmanometer mit geneigtem Rohr, zu deren Füllung meist Alkohol verwendet wird (Wasser eignet sich schlecht, weil es an Glasoberflächen im allgemeinen unregelmäßig haftet und daher die geringen Druckunterschiede leicht fehlerhaft anzeigt).

Anmerkung. Bei Mikromanometern ist eine Eichung dringend zu empfehlen. Sie kann bei Instrumenten, die einen ausgedrehten zylindrischen Topf besitzen, leicht in der Weise vorgenommen werden, daß man aus einer Pipette schrittweise abgemessene Mengen der Meßflüssigkeit in den Topf des Mikromanometers fließen läßt und die zugehörige Stellung des Meniskus in der Meßröhre aufschreibt. Das Gewicht der zugegossenen Flüssigkeitsmengen, das man dadurch ermitteln kann, daß man entsprechende Flüssigkeitsmengen aus der Pipette auf eine feine Wage fließen läßt, wirkt dabei wie eine gleichmäßig auf den Topfquerschnitt verteilte Druckbelastung, die leicht auf kg/m² umgerechnet werden kann. Die erhaltenen Werte in kg/m² werden mit den abgelesenen Skalenteilen in einer Eichkurve oder Eichtabelle zusammengetragen. Ist dem Instrument eine Kompensationsskala beigegeben, so empfiehlt es sich, eine Nachprüfung durch obige, im Prinzip von Recknagel angegebene Eichung vorzunehmen.

Die Druckentnahme ist nur dort einfach, wo der durch die Strömung erzeugte »dynamische Druck« (s. oben) so klein ist, daß er gegen den zu messenden Druckunterschied nicht in Betracht kommt. Im andern Fall aber bereitet sie ziemliche Schwierigkeiten. Das zur Druckentnahme in die Strömung eingeführte Gerät verursacht nämlich eine Störung in der Druckverteilung, und zwar werden die Druckunterschiede, die sich am Gerät einstellen, nicht kleiner, wenn man das Gerät kleiner macht; sie sind von der Größenordnung des dynamischen Druckes.

Von den 4 Rohranschlüssen der Figur 2 gibt die dem Strom entgegengewandte Mündung B, ein sogenanntes Pitotrohr, sehr genau den Gesamtdruck an. Von einer Anbohrung in der Kanalwand nach A wurde bisher immer angenommen, daß sie den statischen Druck liefere; durch neuere Versuche dürfte indes erwiesen sein, daß sich in der Anbohrung A ein Unterdruck gegenüber dem Druck im Kanalinnern von etwa 1 bis 3 vH des dynamischen Druckes einstellt, was für genauere Messungen zu beachten sein würde. Macht der dynamische Druck nur einen kleinen Teil des zu messenden Druckunterschiedes aus, so ist dieser Fehler meist belanglos; er entfällt ganz, wenn ein Druckunterschied zwischen zwei Stellen von gleicher Geschwindigkeit gemessen werden soll. Daß bei Anbohrungen in der Wand Unebenheiten der Kanalwand an der Anbohrungsstelle, ja selbst leichte Einbeulungen oder Gratbildungen das Meßergebnis recht merklich beeinflussen, sei nebenher erwähnt.

Fig. 2.

Bei den beiden Rohrmündungen C und D übt der vorbeistreichende Luftstrom kräftige Saugwirkung aus (stärker an C, etwas schwächer an D), wodurch beide einen niedrigeren Druck als den statischen Druck angeben, also zu einer unmittelbaren Verwertung ihrer Meßergebnisse unbrauchbar sind.

Fig. 3. Sersche Scheibe.

Fig. 4. Hakenrohr.

Zum Messen des statischen Druckes im Innern der Strömung hat man verschiedene Geräte vorgeschlagen, die alle auf dem Grundgedanken des Rohranschlusses A beruhen; ältere Geräte dieser Art sind die Sersche Scheibe, Fig. 3, und das Hakenrohr mit seitlichen Bohrungen, Fig. 4, gegen die sich natürlich die gleichen Einwände machen lassen wie gegen die Anbohrung in der Wand. Das Hakenrohr verdient dabei den Vorzug vor der Serschen Scheibe, weil es in der richtigen Stellung, parallel zum Luftstrom, ein Maximum der Druckanzeige liefert, das durch Hin- und Herdrehen des Gerätes leicht gefunden werden kann. Die Sersche Scheibe liefert beim Hin- und Herdrehen nach der einen Seite größere, nach der andern Seite kleinere Drücke und gibt deshalb in allen Fällen, wo die Stromrichtung nicht genau bekannt ist, unsichere Angaben. In der gleichen Weise wie die Bohrungen des Hakenrohres wirkt der Schlitz des später zu beschreibenden Normalstaugerätes, das deshalb als Einheitsgerät auch für die Messung des statischen Druckes empfohlen wird. Die Druckangabe bei Einstellung parallel zum Luftstrom liegt je nach Formgebung einige Hundertteile des dynamisches Druckes unter oder über dem statischen Druck. Beim Normalstaugerät ist sie sehr nahe gleich dem statischen Druck.

Anmerkung. Der mehrfach gemachte Vorschlag, den statischen Druck mittels einer Stauscheibe zu ermitteln, deren ebene Flächen parallel zum Luftstrom eingestellt sind, hat einer genaueren Prüfung nicht standgehalten. Es zeigt sich, daß man so je nach der Formgebung der Stauscheibe einen um 10 bis 60 vH des dynamischen Druckes zu niedrigen Wert erhält.

5) Eine praktische Frage der Ventilatormessung ist nun: Soll zur Feststellung der Ventilatorleistung im Saug- und Druckrohr der statische oder der Gesamtdruck gemessen werden?

In die Formeln für die Nutzleistung muß der Gesamtdruck eingeführt werden, weil der Unterschied des Gesamtdruckes vor und hinter dem Ventilator unmittelbar den Energieunterschied der Luft vor und hinter dem Ventilator mißt. (Vergl. Nr. III, 3.) Trotzdem hat sich der Ausschuß entschlossen, in seinem Entwurf die Messung des statischen Druckes zu empfehlen (unter der stillschweigenden Voraussetzung, daß bis zum Inkrafttreten der Bestimmungen ein zuverlässiges Gerät für die Messung des statischen Druckes gefunden sein wird). Dies geschah wesentlich aus folgendem Grunde: Bei der Strömung durch einen geraden Kanal ist, wenn nicht gerade sehr starke Drehung in den strömenden Luftmassen vorhanden ist (diese läßt sich durch Leitflächen leicht beheben), der statische Druck über dem Kanalquerschnitt nur sehr wenig veränderlich, es läßt sich deshalb leicht ein guter Mittelwert ermitteln; der Gesamtdruck dagegen ist wegen der starken Veränderlichkeit der Geschwindigkeit über den Querschnitt ebenfalls ziemlich ungleichförmig verteilt, und für die Ermittlung eines zuverlässigen Mittelwertes bestehen ähnliche Schwierigkeiten wie bei der Geschwindigkeitsmessung (vergl. unten in Nr. II, 3); der Umstand, daß man hier nicht wie bei der Geschwindigkeitsmessung imstande ist, die günstigste Stelle aufzusuchen, sondern möglichst kurz vor und hinter dem Ventilator messen soll, macht die Sache noch ungünstiger. Jedenfalls wird das Endergebnis viel weniger beeinflußt, wenn der statische Druck gemessen und der auf Grund einer günstig angeordneten Mengenmessung berechnete Betrag $\frac{\gamma w^2}{2g}$ (w = mittlere Geschwindigkeit = $\frac{V}{F}$) hinzuaddiert wird, als wenn der Gesamtdruck unmittelbar gemessen wurde. — Diese ganze Frage ist wesentlich da von Bedeutung, wo der dynamische Druck $\frac{\gamma w^2}{2g}$ einen merklichen Teil des Gesamtdruckes ausmacht, also vor allem bei Niederdruckventilatoren.

6) Für den Fall der Druckmessung in Gasen von anderm Raumgewicht als die atmosphärische Luft (Leuchtgas, heiße Luft usw.) ist bei der Druckmessung auch auf die Wirkung von Höhenunterschieden zwischen Druckentnahmestelle und Manometer zu achten. Wenn es nicht möglich ist, die Meßleitungen in ihrer ganzen Erstreckung wagerecht zu legen, so hängt das Messungsergebnis davon ab, mit welcher Gasart die Meßleitungen gefüllt sind. Um sichere Ergebnisse zu erzielen, kann man — etwa durch zeitweiliges Oeffnen eines geeignet angebrachten Hahnes, s. Fig. 19, S. 1842, oder durch ähnliche Vorkehrungen — für eine einheitliche Füllung der Meßleitungen mit dem zu fördernden Gase sorgen. Ein andres Verfahren besteht darin, daß man zeitweilig die Meßleitungen von den Druckentnahmestellen abschaltet und in der gleichen Höhe mit der Außenluft in Verbindung bringt, und nun die so erhaltene Manometereinstellung als Nullpunkt benutzt. In dem letzteren Falle wird der Druckunterschied in der Ventilatorleitung mit dem der Außenluft verglichen.

Zur Berechnung der Druckunterschiede, die durch Höhenunterschiede hervorgerufen werden, wird mit ausreichender Genauigkeit die Formel $p' - p'' = \gamma h$ benutzt, wo h der Höhenunterschied und γ das Raumgewicht der betrachteten Gas-

säule ist. Ueber den Einfluß der Höhenunterschiede bei der Leistungsberechnung siehe Nr. III, 5.

II. Mengen- und Geschwindigkeitsmessung.

Die sekundliche (minutliche, stündliche) Liefermenge einer Gasförderungsanlage kann entweder unmittelbar mittels eines Gasbehälters oder einer Gasuhr bestimmt werden, oder aber mittelbar durch Messung des Druckunterschiedes an einer passend gewählten Querschnittsverengung im Kanal (Düsenmessung), oder durch Messung der Geschwindigkeit in einem Querschnitt des Kanales. In neuester Zeit ist noch die Messung der Wärmekapazität der durchströmenden Gasmenge im Thomas-Messer hinzugekommen.

1) Die Messung mittels Gasbehälters erscheint auf den ersten Blick als die zuverlässigste der eben ausgeführten Verfahrungsarten; doch wird sie sich nur in seltenen Fällen ausführen lassen, wie z. B. bei den Gassaugeanlagen der Gasfabriken und Hüttenwerke. Im übrigen dürfte sie wesentlich nur für solche Versuche in Betracht kommen, die zur Entscheidung von grundsätzlichen Fragen unternommen werden und daher erhöhte Genauigkeit erfordern, wie z. B. Versuche zur Eichung von andern Geräten zur Mengenmessung. Es ist indes gar nicht leicht, eine sehr große Genauigkeit mit diesen Messungen zu erreichen, sobald es sich um große freistehende Gasbehälter handelt. Dadurch, daß das Gas einerseits von den durch Sonnenstrahlung erhitzten Metallwänden, anderseits von der großen von der Nacht her noch kühlen Wassermasse, die den unteren Abschluß bildet, umgeben wird, können an einem heiteren Tage ganz erhebliche Temperaturunterschiede im Gasinnern bestehen, ohne deren Kenntnis man leicht die Gasmenge um einige Hundertteile falsch errechnet. Ein einigermaßen zuverlässiges Ergebnis wird nur dann erzielt, wenn die Gastemperaturen im Innern des Behälters gemessen werden, vor allem diejenige an der Rohrmündung, durch die das Gas in den Behälter eintritt oder aus ihm entnommen wird. Die Glockenbewegung setzt sich dann zusammen aus derjenigen durch das eintretende (oder austretende) Gas, aus der durch die zeitliche Temperaturänderung des bereits im Behälter befindlichen Gases entstehenden und der durch die Undichtheiten verursachten. Die beiden letzteren Beiträge lassen sich in ihrer Summe feststellen, indem man zwischen den eigentlichen Versuchen für kürzere Zeit die Rohrleitungen zum Gasbehälter dicht verschließt. Alles in allem sind die Messungen und die zugehörigen Berechnungen, wenn größere Genauigkeit angestrebt wird, ziemlich umständlich.

Gasuhren werden für Ventilatoren wohl nur in Ausnahmefällen, so bei Gassaugeanlagen, zur Anwendung kommen. Auch bei Kompressor-Untersuchungen werden sie in gewissen Fällen von Nutzen sein. Ihre Genauigkeit dürfte, günstige Umstände vorausgesetzt, die von Gasbehältermessungen nahezu erreichen.

Der Thomas-Messer, erfunden von Prof. Carl C. Thomas an der Wiskonsin-Universität, beruht auf dem Grundgedanken, daß die Wärmezufuhr, die nötig ist, um einer Gasmenge eine bestimmte kleine Temperaturerhöhung zuzufügen, dem Gasgewicht proportional ist. Die Wärmezufuhr erfolgt mittels eines elektrischen Heizkörpers (h, Fig. 5); der Strom wird dabei durch einen Regler so gesteuert, daß der durch die beiden elektrischen Widerstandsthermometer t_1 und t_2 angezeigte Temperaturunterschied vor und hinter dem Heizkörper konstant gehalten wird. Ein an den Heizkörper angeschlossener Wattzähler, der in beliebiger Entfernung vom Gasmesser aufgestellt werden kann, zeigt dann unmittelbar die durch den Messer geflossenen Kilogramm oder Normalkubikmeter an. Die Angabe ist aus theoretischen Gründen unabhängig vom Druck und nahezu unabhängig von der Temperatur des Gases; der Thomas-Messer dürfte sich deshalb vor allem zur Messung von Gasmengen mit sehr stark veränderlichem Druck (Gasfernleitungen usw.) eignen.

Fig. 5.

2) Zur Mengenbestimmung mittels Düsen sind dem Grundgedanken nach alle Druckunterschiede geeignet, die an Querschnittsänderungen des Kanales auftreten. Man muß jedoch, um den Zusammenhang zwischen dem Druckunterschied und der Liefermenge zu kennen, das Verhalten der strömenden Gase bei Querschnittsänderungen der angewandten Art aus Eichversuchen mit geometrisch ähnlichen Kanalformen kennen. Dabei verdienen die Zuströmungsverhältnisse sorgfältige Beachtung. Wenn die Geschwindigkeit des ankommenden Gases nicht als sehr klein gegen die Düsengeschwindigkeit angesehen werden kann, so muß im allgemeinen auch für die Zuströmung die geometrische Aehnlichkeit gefordert werden. Für geometrisch ähnliche Verhältnisse steht der an der Düse irgendwie gemessene Druckunterschied p' in einem festen Zahlenverhältnis zu dem dynamischen Druck $p_d = \frac{\gamma w^2}{2g}$ in der Düse (w = mittlere Geschwindigkeit in der Düse). Ist der Düsenquerschnitt $= F$, so ist die sekundliche Liefermenge

$$V = \alpha F \sqrt{\frac{2 g p'}{\gamma}},$$

wobei α eine aus Eichversuchen zu ermittelnde Durchflußziffer ist. Zur Ermittlung von γ müssen in der Nähe der Düse die Temperatur und der absolute Druck bestimmt werden.

Was die geeigneten Düsenformen anbetrifft, so könnte bereits ein zylindrischer Ansaugestutzen mit oder ohne trompetenförmige Abrundung hierfür dienen; im ersteren Falle wäre der Abfall des statischen Druckes von außen nach innen sehr genau gleich dem dynamischen Druck der mittleren Kanalgeschwindigkeit. — Doch wird es bei dieser Form häufig schwierig sein, die Zuströmungsverhältnisse denen bei der Eichung möglichst ähnlich zu machen. (Beim Ansaugen aus dem Freien wird seitlicher Wind stark stören, desgleichen beim Arbeiten im geschlossenen Raum die Strömungen durch den aus der Druckseite der Maschine wieder austretenden Luftstrom.) Diese Schwierigkeiten können vermieden werden, wenn in eine längere gerade Rohrstrecke eine Verengung eingebaut wird, Fig. 6 und 7, oder aber eine solche an das freie Austrittsende der Druckleitung, ebenfalls unter Zwischenschaltung einer geraden Rohrstrecke, gesetzt wird; zweckmäßig werden dabei, um Drehbewegungen des Gasstromes zu beseitigen, in einiger Entfernung vor der Düse Gleichrichtungsflächen in den Kanal eingebaut. Als Düsenkörper wird man gewöhnlich abgerundete Mündungen verwenden, die den Vorteil einer fast unveränderlichen Ausflußziffer haben. Noch einfacher sind ebene Drosselscheiben mit einer kreisförmigen, am besten scharfkantigen Oeffnung. Sie sind besonders bequem zwischen zwei Rohrflanschen einzubauen, haben aber den Nachteil, daß die Durchflußziffer mit dem Verhältnis Lochdurchmesser : Rohrdurchmesser stark veränderlich ist. Will man — beim Einbau im Innern der Rohrleitung — die durch den Druckabfall bedingte Energie nicht ganz verlieren, so kann man an die Verengung wieder eine allmähliche Erweiterung anschließen und erhält so eine Einrichtung ähnlich dem Venturi-Wassermesser. Wegen des bequemeren Ein- oder Anbaues wird man aber meist die ersteren Formen vorziehen.

Fig. 6. Düse.

Fig. 7. Venturi-Düse.

Die Eichung der Düsen wird man zweckmäßig mit Hülfe von Gasbehältern oder dergl. ausführen; besitzt man eine geeichte Düse (für gut abgerundete Düsen ist die Ziffer $\alpha = 0{,}97$ bis $0{,}995$), so lassen sich andre Düsen dadurch eichen, daß man sie mit der geeichten in nicht zu kurzen Abständen hintereinander in dieselbe Rohrleitung einbaut, wenn nötig, unter Zwischenschaltung von Beruhigungseinrichtungen.

Die vorgenannten Ausflußziffern haben sich bei Düseneichungsversuchen mit einem 5000 cbm-Gasbehälter der Gutehoffnungshütte in Oberhausen ergeben. Da die Ergebnisse hinsichtlich der Genauigkeit nicht völlig befriedigten, sind

neue Düseneichversuche geplant, bei denen eine Anzahl Normaldüsen, die später als Eichgeräte für andre Gasmesser dienen sollen, möglichst genau geeicht werden sollen. Damit die Zu- und Abströmungsverhältnisse möglichst unverändert bleiben, sollen sie immer in Rohren von derselben Weite zur Verwendung kommen, wie es bei der Eichung war. Die Abmessungen dieser Normaldüsen gehen aus Fig. 8 und der Zahlentafel hervor, die von Herrn Direktor Regenbogen gemeinsam mit dem Berichterstatter ausgearbeitet worden sind. Die Rohrdurchmesser sind aus der Reihe der normalen Flanschenrohre so ausgewählt, daß jeder folgende Querschnitt ungefähr das Doppelte des vorhergehenden ist. Die für die Luftführung in Betracht kommenden Flächen sind bei sämtlichen Düsen geometrisch ähnlich gewählt, was für die etwaigen Unterschiede der Ausflußziffern α besonders einfache Gesetzmäßigkeiten erwarten läßt. Der Düsendurchmesser d ist überall gleich $^2/_3$ des Rohrdurchmessers gewählt; die Abrundung der Düse besteht aus einem Korbbogen mit einem Halbmesser von $1,4\,d$ auf $22^1/_2{}^0$ und einem Halbmesser von $0,5\,d$ von $22^1/_2{}^0$ bis 90^0.

Die Genauigkeit und Zuverlässigkeit der Düsenmessung dürfte bei günstiger Anordnung an die von sorgfältigen Gasbehältermessungen heranreichen oder diese noch übertreffen.

Fig. 8.

Normaldüsen für normale Flanschenrohre, gezeichnet für 110 mm Düsendmr. 1:5

d / D	d_1	d_2	D_1	D_2	h	i	j	k	L einschl. l	m	n	O	p	q	R	r	S	t	u	v	w	e	Anzahl der Löcher	D_3
50 / 125	60	72	120	190	22	3	22	$^3/_8$"	42,5	9	4	57	5	—	70	25	5	2,5	10	8	50	$^1/_2$" e	4	155
70 / 175	80	94	170	214	22	3	22	»	59,5	9	5	81	5	6	93	35	6	2,5	10	10	50	$^1/_2$" e	6	205
100 / 250	112	126	244	319	22	3	22	»	85	9	5	118	6	8	140	50	6	3	12	12	50	$^5/_8$" e	6	285
140 / 350	152	168	344	418	22	3	22	»	119	9	6	167	6	8	196	70	7	3	12	12	50	$^5/_8$" e	8	385
200 / 500	216	232	493	592	22	3	22	»	170	9	6	241	7	9	280	100	7	4	13	15	50	$^3/_4$" e	12	540
280 / 700	296	315	692	790	22	3	22	»	238	9	6	340	7	10	392	140	8	4	13	15	50	$^3/_4$" e	16	745
400 / 1000	416	440	990	1090	22	3	22	»	340	9	6	488	8	12	560	200	10	4	15	20	50	$^7/_8$" e	20	1045

3) Sind die bisher besprochenen Messungsarten undurchführbar, so bleibt die Ermittlung der Liefermenge durch Messung der Stromgeschwindigkeit im Kanal übrig. Es ist dies in den meisten Fällen zwar das bequemste, aber auch ungenaueste Verfahren. Die Ungenauigkeit kommt einmal daher, daß die Geräte zur Geschwindigkeitsmessung durchschnittlich nicht sehr genaue Angaben liefern, dann aber hauptsächlich daher, daß die Geschwindigkeit meist ziemlich unregelmäßig über den Kanalquerschnitt verteilt ist. Eine be-

Fig. 9.

Geschwindigkeitsverteilung.

sondere Fehlerquelle liegt hierbei darin, daß in der Nähe der Kanalwände immer ein starker Geschwindigkeitsabfall, Fig. 9, vorhanden ist, dem mit der Messung schlecht beizukommen ist, weil die Meßgeräte bei der Annäherung an die Wand in ihren Angaben nicht mehr zuverlässig sind; daher bleibt man über die Geschwindigkeiten auf einem Streifen von merklicher Breite am Rande des Querschnittes im Unklaren. Will man einigermaßen sorgfältig verfahren, so wird man sich den Querschnitt in ungefähr flächengleiche Unterabteilungen einteilen, in deren Mittelpunkt je eine Messung vorgenommen wird. Der Mittelwert der gemessenen Geschwindigkeiten ergibt dann, mit dem Kanalquerschnitt multipliziert, die gesuchte Liefermenge. Noch besser ist es in Hinsicht auf die Berücksichtigung des Geschwindigkeitsabfalles am Rande, die gemessenen Werte der Geschwindigkeit in einer zeichnerischen Darstellung zusammenzutragen und hieraus die mittlere Geschwindigkeit oder die Liefermenge durch ein geeignetes Verfahren der graphischen Integration zu ermitteln.

Von den Geschwindigkeitsmessern kommen in Betracht einerseits die Anemometer, anderseits die Staugeräte. Die Messung der Geschwindigkeit mit Anemometern setzt deren voraufgegangene Eichung voraus. Die bisher allgemein übliche Eichungsmethode auf dem Rundlaufapparat wird von der Westfälischen Berggewerkschaftskasse in Bochum[1]) für die Bergwerke und viele meteorologische Institute und von der

Fig. 10.

Deutschen Seewarte in Hamburg[2]) hauptsächlich für maritime Zwecke ausgeführt. Das Kennzeichen eines guten Anemometers ist die gerade Korrektionslinie. Wie verschieden bei Anemometern gleicher Bauart die Korrektionen ausfallen können, zeigt Fig. 10. Anemometer, die im Rundlauf geeicht sind, können mit Benutzung der Korrektion nur in weiten Rohren oder Kanälen richtig zeigen. In Rohren von 300 mm Dmr. zeigen die Anemometer etwa 3 vH zuviel, in engeren Rohren bis zu 11 vH zuviel an.

Der Gehalt des zu messenden Gases an Staub oder mitgerissenem Wasser wird eine Verzögerung des Anemometer-Meßrades herbeiführen, die bei Flügelrad-Anemometern größer sein wird als bei Schalenkreuzen, da diese größere Massenträgheit besitzen und auch den Staub oder das Wasser leichter wieder abschleudern. Die Höhe der genannten Einflüsse ist nicht im voraus bestimmbar und muß in jedem Falle entsprechend bewertet werden, wobei ein Gegenversuch mit einem Staugerät zweckmäßig ist.

Bei großen Luftgeschwindigkeiten (über 10 m/sk) kommen bei den Flügelradanemometern leicht Verbiegungen vor. In solchen Fällen sind die widerstandsfähigeren Schalenkreuzanemometer oder aber Staugeräte zu verwenden.

[1]) Stach: Die Anemometer-Prüfungsstation der Westfälischen Berggewerkschaftskasse, »Glückauf« 1902 Nr. 47; 1903 Nr. 48.

[2]) G. Neumayer: Anemometer-Studien auf der Deutschen Seewarte, bearb. von H. v. Hasenkamp, 1897.

Die Abweichungen der Meßergebnisse mit mehreren geeichten Anemometern sind nicht größer als 1 bis 2 vH.

Eine andere Art, die Anemometer zu eichen, besteht darin, daß man ihre Angaben in einem sehr gleichmäßigen künstlichen Luftstrom beobachtet, dessen Geschwindigkeit mit geeichten Staugeräten ermittelt wird.

Die Staugeräte (Stauscheibe, Pitotrohr usw.) nutzen die Druckunterschiede aus, die das in dem strömenden Gas befindliche Gerät um sich herum erzeugt. Der Druckunterschied p'' ist dabei dem dynamischen Druck proportional (vergl. Nr. I, 3):

$$p'' = \beta \frac{\gamma w^2}{2 g}.$$

Die Proportionalitätsziffer β ist durch Eichung zu ermitteln und für geometrisch ähnliche Geräte genügend genau als gleich zu erachten; deshalb genügt theoretisch für jede Gestalt eines solchen Gerätes eine Eichung. Die Eichung kann zweckmäßig an einer Rundlaufeinrichtung ausgeführt werden, wobei der Mitwind, etwa nach dem Verfahren von Recknagel, ermittelt wird, oder aber in einem Rohr, dessen Liefermenge durch eine geeichte Düse bestimmt wird. In letzterem Falle treten dieselben Fehlerquellen auf wie bei der Mengenmessung mit Hülfe der Geschwindigkeiten; benutzt man hernach die so geeichten Geschwindigkeitsmesser zur Mengenbestimmung, so heben sich die Fehler zum großen Teil heraus; man erhält demnach mit an sich fehlerhaften Geschwindigkeitswerten wesentlich weniger fehlerhafte Liefermengen.

Von solchen Staugeräten ist wohl das verbreiteste die Recknagelsche Stauscheibe, Fig. 11 und 12[1]). Ihr Beiwert β wurde von Recknagel zu 1,37 bestimmt. Neuere Versuche ergaben ausnahmslos größere Werte; dabei zeigte sich aber eine Erscheinung, die die Eignung der Stauscheibe zur Ermittlung der Luftgeschwindigkeit sehr in Frage stellt: der Beiwert β ist nicht genügend unveränderlich, sondern nimmt um so größere Werte an, je mehr Wirbel der Strömung beigemischt sind; er steigt von 1,43 bei glatter Strömung bis 1,6 und darüber.

Fig. 11 und 12.
Stauscheibe von Recknagel.

Fig. 13.
Pitotrohr.

Mit Geräten nach Fig. 13 (ein Pitotrohr, daß von einem Hakenrohr nach Fig. 4 umschlossen wird) hat man wesentlich bessere Erfahrungen gemacht. Der Beiwert β, der nahe gleich 1 ist, zeigt wesentlich geringere Veränderlichkeit mit der Durchwirbelung der Strömung, als die Stauscheibe.

Die Eigenschaften dieser Staugeräte sind ziemlich stark von der genaueren Formgebung abhängig; es ist deshalb nötig, bei Anfertigung von Kopien von geeichten Geräten alle Maßverhältnisse so genau als möglich einzuhalten.

Ein Gerät dieser Art, das in den letzten Jahren Verbreitung gefunden hat, ist das in Fig. 14 und 15 in zwei Aus-

Fig. 14. Staurohr von Brabbée.

[1]) Prof. G. Recknagel: Ueber Luftwiderstand, Wiedemanns Annalen 1880 S. 677; Z. 1886 S. 849.

führungsformen abgebildete »Staurohr« von Prof. Dr. Brabbée[1]). Die kleinere Form (Fig. 14) hat nach einer in Göttingen vorgenommenen Vergleichung mit auf dem Rundlauf geeichten Geräten den Beiwert $\beta = 0{,}99$ ergeben, die größere $\beta = 0{,}995$. Bei geringen Neigungswinkeln der Gerätachse gegen die Stromrichtung sind die Druckangaben etwas höher als in der Normalstellung; da meist mit kleinen Richtungsabweichungen des Instrumentes gegen die Strömungsrichtung gerechnet werden muß, kann der praktische Mittelwert des Beiwertes β zu 1,0 angenommen werden[2]).

Fig. 15
Staurohr von Brabbée.

Der Berichterstatter hat — mit Unterstützung des Vereines deutscher Ingenieure — ebenfalls an der Vervollkommnung der Staugeräte gearbeitet. Ein vollkommenes Staugerät soll eine leicht zu reproduzierende Form aufweisen, es soll einen Beiwert $\beta = 1$ haben, damit es auch zur Messung des statischen Druckes geeignet ist; ferner soll es möglichst wenig empfindlich gegen Durchwirbelung der Strömung (»Turbulenz«) sein. Wünschenswert ist noch, daß die Druckanzeige bei mäßigen Verdrehungen der Gerätachse gegen die Stromrichtung unverändert bleibt. Diese Bedingungen haben sich — abgesehen von dem Turbulenzeinfluß, über den die Untersuchungen noch nicht abgeschlossen sind — in befriedigender Weise durch das in Fig. 16 und 17 abgebildete Gerät erfüllen lassen. Der Kopf des Gerätes ist halbkugelförmig mit einer zylindrischen Bohrung von etwa 0,3 des Durchmessers. Statt der hinteren Bohrungen ist ein ringsherum laufender Schlitz vorhanden, um für kleine Richtungsabweichungen nach allen Seiten symmetrische Verhältnisse zu erhalten. Der Beiwert β ist nach der Rundlaufeichung innerhalb der Fehlergrenzen $= 1$, so daß das Gerät als Einheitsgerät für die Messung des dynamischen und statischen Druckes geeignet erscheint. Seine Geschwindigkeitsangaben sind bis etwa 15° Richtungsabweichung praktisch unveränderlich. Für die Messung des statischen Druckes ist zu beachten, daß hierfür die Angaben nur in der Normalstellung und wenige Grade davon brauchbar sind. Bei Richtungsabweichungen zeigt das Gerät — ebenso wie ein Hakenrohr — einen tieferen Druck (bezw. größeren Unterdruck!) an.

Fig. 16 und 17.
Staugerät von Prandtl.

Das Gerät ist in drei Bauarten für reine Luft, für staub- und spänehaltige Luft und für Grubenbetrieb (letztere in sehr vergrößerten Abmessungen) ausgeführt worden und hat sich überall als brauchbar erwiesen.

III. Berechnung der Nutzleistung.

1) Soll sekundlich eine Gasmenge V_1 aus einem Raume, in welchem der absolute Druck p_1 herrscht, angesaugt, auf den absoluten Druck p_2 verdichtet und in einen Raum, in dem dieser Druck p_2 herrscht, hineingeschoben werden, so wird dies mit der kleinstmöglichen Arbeitsleistung erreicht, wenn das Gas bei der niedrigsten zur Verfügung stehenden Temperatur **isothermisch** verdichtet wird. Diese geringste Arbeitsleistung ist als Nutzleistung der Gasförderungsmaschine anzusehen; die Formel hierfür, die als bekannt vorausgesetzt werden darf, lautet:

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

[1]) H. Rietschel, Heft 1 der Mitteilungen der Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin (R. Oldenbourg, München-Berlin) 1910 S. 32.

[2]) Die hier gegebenen Zahlenwerte stehen in guter Uebereinstimmung mit den im Jahre 1910 veröffentlichten Versuchsergebnissen der Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen der Kgl. Techn. Hochschule Berlin.

Die Frage, ob nicht statt der isothermischen Verdichtung die adiabatische zugrunde zu legen wäre, da sie dem wirklichen Verdichtungsvorgang näher käme, ist im Ausschuß eingehend besprochen worden. Den Ausschlag gab der Gedanke, einen für alle Fälle gültigen **einheitlichen** Maßstab anzulegen. Dieser konnte nur durch die Isotherme gegeben werden; denn durch vielstufige Verdichtung mit Zwischenkühlung, wie sie etwa bei Turbokompressoren ausführbar erscheint, ist es ja möglich, sich der isothermischen Kompression so genau anzunähern, als man will; die adiabatische Kompression würde demnach in diesem Falle einen ganz falschen Maßstab ergeben, und nur die isothermische, die zudem den theoretisch kleinsten Leistungswert darstellt, erscheint zulässig.

2) Für geringe Druckunterschiede läßt sich die genauere Formel durch eine bequeme Näherungsformel ersetzen. Nach einer bekannten Reihenentwicklung ist nämlich

$$\ln \frac{1+x}{1-x} = 2\left(x + \frac{x^3}{3} + \frac{x^5}{5} + \ldots\ldots\right).$$

Setzt man

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1+x}{1-x},$$

so ist

$$x = \frac{p_2 - p_1}{p_2 + p_1}.$$

Hiermit ergibt sich

$$p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 2\, p_1 V_1 \left(\frac{p_2 - p_1}{p_2 + p_1} + {}^1/_3 \left(\frac{p_2 - p_1}{p_2 + p_1}\right)^3 + \ldots\ldots\right) \quad (2).$$

Führt man jetzt das Volumen V_m ein, das nach der isothermischen Zustandsänderung zu dem arithmetischen Mittel der beiden Drücke p_1 und p_2 gehört, wofür man also die Beziehung

$$\frac{p_1 + p_2}{2} V_m = p_1 V_1$$

hat, und vernachlässigt alle höheren Glieder der Reihe, so ergibt sich für Formel (2) die einfache Gestalt

$$L = V_m (p_2 - p_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Die geometrische Bedeutung dieser Annäherung läßt sich so ausdrücken, daß (vergl. Fig. 18) an Stelle der (wagerecht schraffierten) Hyperbelfläche die des berührenden Trapezes genommen ist.

Die im Wortlaut der Regeln angegebene Formel für V_m ergibt sich, wenn man die Liefermenge V_0, die an einer andern Stelle des Kanales bei dem Druck p_0 und der Temperatur t_0 gemessen ist, nach dem Gasgesetz auf die Temperatur t_1 und den Druck $\frac{p_1 + p_2}{2}$ umrechnet:

$$V_m = V_0 \frac{p_0 \quad (273^0 + t_1)}{\frac{p_1 + p_2}{2} (273^0 + t_0)}.$$

Anmerkung. 1) Ein Urteil über den Geltungsbereich der Formel gewinnt man durch Berechnung der in Fig. 18 doppelt schraffierten Restfläche. Diese ist in erster Annäherung durch das erste vernachlässigte Glied der Reihe, entsprechend $\frac{x^3}{3}$, gegeben. Dieses ergibt sich zu ${}^2/_3\, p_1 V_1 \left(\frac{p_2 - p_1}{p_2 + p_1}\right)^3$, also, wenn wieder angenähert $2\, p_1 V_1 \frac{p_2 - p_1}{p_1 + p_2} = L$ und ferner $\frac{p_2 + p_1}{2} = p_m$ gesetzt wird, zu $\frac{L}{12} \left(\frac{p_2 - p_1}{p_m}\right)^2$. Für Verdichtung vom Atmosphärendruck auf einen Ueberdruck von 2 m W.-S. ist beispielsweise $\frac{p_2 - p_1}{p_1} = 0{,}2$; hierfür erhält man nach dem Vorstehenden einen Fehler der Näherungsformel von weniger als $^1/_3$ vH.

Fig. 18.

Die Formel 3 läßt sich übrigens, wie aus der Figur 18 deutlich hervorgeht, auch für andere Zustandsgesetze verwenden, wenn nur V_m als Funktion von $\frac{p_1 + p_2}{2}$ den jeweiligen Verhältnissen entsprechend berechnet wird.

2) Bei geringen Druckunterschieden sind, falls die Temperatur keine so wesentliche Aenderung erfährt, die Unterschiede von V_0, V_1, V_m so klein, daß praktisch von der Unterscheidung dieser Größen abgesehen werden kann. (Bei einem Druckunterschied $p_2 - p_1 = 100$ mm W.-S. ergibt die Verwechslung von V_1 und V_m gerade $^1/_2$ vH Fehler.)

3) Ist das Gas nicht, wie bisher angenommen wurde, vor und hinter der Maschine, also in den Räumen, wo die Drücke p_1 und p_2 gemessen werden, merklich in Ruhe, so kann man

den Anschluß an die vorstehenden Betrachtungen dadurch finden, daß man in der folgenden Weise den Fall der Bewegung auf einen gedachten Fall der Ruhe bezieht. Man denke sich den Ventilator mittels eines kurzen Ansaugestutzens aus einem ruhenden Raum ansaugend, in dem der Druck p_1 herrscht. Das austretende Gas werde durch einen allmählich erweiterten Kanal verlustlos wieder zur Ruhe gebracht und habe dort den Druck p_2. Die statischen Drücke im Ansaugestutzen und Austrittstutzen mögen p_1' und p_2' heißen, die entsprechenden Geschwindigkeiten w_1 und w_2; dann ist wegen der angenommenen verlustlosen Umsetzung im Saugstutzen und Austrittstutzen (vergl. Nr. I, 3)

$$p_1 = p_1' + \frac{\gamma_1 w_1^2}{2g}; \quad p_2 = p_2' + \frac{\gamma_2 w_2^2}{2g}.$$

Wenn man so den Arbeitsvorgang auf ruhendes Gas vor dem Ansaugen und ruhendes Gas nach dem Austritt aus der Maschine zurückführen will, wie es dem Anfangs- und Endzustand des idealen Prozesses entspricht, so wird man also dazu geführt, als Drücke p_1 und p_2 in der Leistungsformel die Gesamtdrücke vor und hinter dem Ventilator einzuführen. Daß der Unterschied der Gesamtdrücke auch als Unterschied der Energie für die Volumeneinheit des Gases aufgefaßt werden darf, so lange Volumenänderungen keine Rolle spielen, wurde schon früher erwähnt.

Es mag hier darauf hingewiesen werden, daß das in den Regeln vorgeschriebene Verfahren, den Gesamtdruck als die Summe aus dem statischen Druck und dem der mittleren Geschwindigkeit entsprechenden dynamischen Druck zu rechnen, nicht genau den Mittelwert der Energie des Gasstromes wiedergibt. Dieser läßt sich in die der mittleren Geschwindigkeit entsprechende Energie und in die der Abweichung von der mittleren Geschwindigkeit entsprechende Energie zerlegen. Das angegebene Rechenverfahren berücksichtigt nur den ersteren Teil; maßgebend hierfür war hauptsächlich der Grund, daß dieses Verfahren allein durchführbar erschien, es läßt sich aber zu seiner Begründung auch anführen, daß der zweite Teil im allgemeinen keine Nutzbarmachung mehr zuläßt und außerdem meist sehr klein gegenüber dem ersteren ist.

Das Volumen V_1 wird zweckmäßig auf den **Gesamtdruck** p_1 berechnet. Der Ventilator wird dabei allerdings ein wenig zu schlecht beurteilt, denn er hat in Wirklichkeit das ein wenig größere Volumen V_1' zu fördern, das dem **statischen** Druck p_1' entspricht. Die Unterschiede sind indes nicht groß, und es läßt sich außerdem geltend machen, daß es eben ein Fehler ist, allzugroße Geschwindigkeiten im Ein- und Austrittstutzen des Ventilators zu haben; der mehrfach erwähnte Grundgedanke, als Nutzleistung die kleinstmögliche Arbeitsleistung zu wählen, mit der die beabsichtigte Förderleistung erzielt werden kann, führt hier gerade zu der vorgeschlagenen Festsetzung.

4) Bei Ventilatoren ohne Saugleitung ist der Gesamtdruck p_1 gleich dem Druck im Ansaugeraum zu setzen; denn das Gas kommt mit diesem Druck und einer vernachlässigbaren Geschwindigkeit vor dem Ventilator an. Die Verluste bei der Geschwindigkeitserzeugung im Eintrittstutzen fallen bei dieser Rechnungsweise dem Ventilator zur Last, wie es auch sein muß.

Weniger einfach liegen die Verhältnisse bei den Ventilatoren ohne Druckleitung, und es erwies sich bei den Ausschußberatungen als sehr schwierig, eine für alle Fälle befriedigende Festsetzung zu treffen. Die Schwierigkeit liegt in der Frage: soll die lebendige Kraft des austretenden Luftstromes, die in den meisten Fällen durch Verwirbelung im Austrittsraume verloren geht, mit zur Nutzleistung gerechnet werden oder nicht? Der nächstliegende Gedanke ist, daß die lebendige Kraft des austretenden Luftstromes als vergeudete Energie nicht zur Nutzleistung gerechnet werden dürfe; dem entspricht es, daß in der Leistungsformel an die Stelle des Gesamtdruckes hinter dem Ventilator einfach der statische Druck im Ausblaseraum gesetzt wird [1]).

Die Schwierigkeiten dieser Festsetzung zeigen sich jedoch beim Vergleich mit dem Verfahren bei Ventilatoren mit Druckleitung. Einem Ventilator mit Druckleitung wird die lebendige Kraft der austretenden Luft als nützlich angerechnet, und zwar mit Recht, denn die Bewegung einer bestimmten sekundlichen Luftmenge durch eine vorgegebene Rohrleitung erfordert eine ganz bestimmte Geschwindigkeit, und es muß daher die Erzeugung dieser Geschwindigkeit als ein Teil der Nutzleistung angesehen werden. Anderseits steht es auch frei, diese Energie durch Anbringung eines Diffusors (d. h. eines allmählich erweiterten Kanales) am Ende der Druckleitung zum größten Teil in Form von Druck wieder zu gewinnen. Wenn dies in einem bestimmten Fall nicht geschieht, so ist die Energievergeudung jedenfalls nicht dem Ventilator, sondern der Rohrleitung zur Last zu legen.

[1]) Diese Auffassung lag der Fassung des ersten Entwurfes zu den Regeln für Ventilatoren zugrunde.

Wenn man nun entsprechend dem Vorstehenden einem Ventilator mit Druckleitung den dynamischen Druck im Ausblasequerschnitt anrechnet, einem Ventilator ohne Druckleitung dagegen nicht, so ergibt sich in den Fällen, wo keine eigentliche Druckleitung vorhanden ist, wohl aber ein kürzeres oder längeres Ausblaserohr, die Unsicherheit, ob das eine oder das andre Rechenverfahren eingeschlagen werden soll. In all den Fällen, wo beim Verkauf des Ventilators die Verwendungsart noch gar nicht feststeht, man also noch nicht weiß, ob er eine Druckleitung erhalten wird oder nicht, ergibt sich dieselbe Unsicherheit. Es kommt noch ein andrer Gedanke hinzu, der besonders bei Ventilatoren von Wichtigkeit wird, die die Luft ohne wesentlichen Druckunterschied aus einem Raum in einen andern schaffen. Hier besteht die Nutzleistung wesentlich nur darin, daß der Luft die zum Durchtritt durch eine gegebene Oeffnung erforderliche Geschwindigkeit erteilt wird. In Weiterführung dieses Gedankens müßte man in allen den Fällen, in welchen ein bestimmter größter Austrittquerschnitt gegeben ist, die diesem Querschnitt entsprechende lebendige Kraft mit zur Nutzleistung rechnen. Wenn man auch aus Gründen der Einfachheit diesen letzten Gedanken, der zur Ausführung die Ermittlung des größten zulässigen Austrittquerschnittes verlangen würde, nicht weiter verfolgt, so zeigt die Betrachtung doch, daß es Fälle gibt, in denen man einem frei ausblasenden Ventilator die lebendige Kraft des austretenden Luftstromes als Nutzleistung anrechnen muß.

Man kann nun diesen Schwierigkeiten dadurch gerecht werden, daß man bei Ventilatoren ohne Druckleitung zwei verschiedene Nutzleistungen definiert, eine »obere Nutzleistung« mit Einrechnung der lebendigen Kraft des austretenden Luftstromes und eine »untere Nutzleistung« mit Ausschluß der lebendigen Kraft des austretenden Luftstromes. Die Entscheidung, ob die obere oder untere Nutzleistung maßgebend sein soll, würde dann für jeden Einzelfall besonders zu treffen sein, und in all den Fällen, in denen dies unentschieden wäre, wie z. B. beim Verkauf des Ventilators ohne Kenntnis seiner späteren Verwendung, würden beide Werte anzugeben sein. Dieser Vorschlag ist im Ausschuß eingehend erwogen worden, jedoch ist man schließlich davon wieder abgekommen, weil er Umständlichkeiten mit sich bringt und unter Umständen in unlauterer Weise zu falschen Vergleichen verwendet werden könnte.

Der alte Vorschlag, bei Ventilatoren ohne Druckleitung immer nur die untere Nutzleistung zu rechnen, ergab in manchen Fällen, wie im vorstehenden gezeigt wurde, eine ungerechte Beurteilung; der Gegenvorschlag, immer die obere Nutzleistung zu rechnen, hätte zwar die Annehmlichkeit, für Ventilatoren mit und ohne Druckleitung nur ein einziges einheitliches Rechenverfahren zu liefern, gibt jedoch eine ganz falsche Beurteilung der Ventilatoren mit unmittelbar anschließendem Diffusor, die, z. B. als Hauptventilatoren zur Grubenbewetterung, so große wirtschaftliche Bedeutung haben. Es würde nämlich nach dieser Rechnung ein kleiner Diffusor, der dem austretenden Strom einen beträchtlichen Teil seiner Geschwindigkeit beläßt, wegen seiner geringeren Reibungsverluste günstiger beurteilt als ein großer Diffusor, der den Luftstrom mit sehr geringer Geschwindigkeit entläßt, während vom wirtschaftlichen Standpunkt dieser wegen der höheren Umsetzung von lebendiger Kraft in Druckenergie den Vorrang verdient. Die untere Nutzleistung, berechnet für den Austrittquerschnitt des Diffusors, gibt **hier**, wie sogleich gezeigt werden soll, den richtigen Maßstab.

Die Aufgabe des Diffusors ist, die lebendige Kraft des aus dem Ventilatorgehäuse austretenden Lufstromes möglichst vollständig in Druckenergie umzuwandeln. Die lebendige Kraft, mit der der Luftstrom den Diffusor verläßt, ist demnach zu den Verlusten des Diffusors zu rechnen, darf ihm also nicht zugute gerechnet werden. Man erhält demnach die Nutzleistung des Ventilators einschließlich Diffusor [1]), indem man in die Leistungsformel an Stelle des »Gesamtdruckes hinter dem Ventilator« den **statischen** Druck am Austrittende des Diffusors einführt; dieser stimmt aber mit dem Druck der umgebenden Luft überein, der meist bequemer zu messen sein wird.

Ist so das Verfahren bei Ventilatoren mit unmittelbar anschließendem Diffusor klargestellt, so kann man sich bezüg-

[1]) Wenn der Diffusor unmittelbar an das Ventilatorgehäuse anschließt, so kann meist nur die Leistung von Ventilator und Diffusor zusammen bestimmt werden, weil häufig schwer zu entscheiden ist, wo der Ventilator aufhört und der Diffusor anfängt; außerdem stellen sich der Ermittlung des Gesamtdruckes an der Uebergangstelle auch große praktische Schwierigkeiten entgegen.

lich der übrigen Ventilatoren ohne Druckleitung auf den Standpunkt stellen, daß sie nur deshalb keinen Diffusor haben, weil dem irgend welche technische Gründe entgegenstehen, und daß deshalb die lebendige Kraft des austretenden Luftstromes als ein notwendiges Uebel angesehen werden darf und somit nach den früheren Betrachtungen zur Nutzleistung gerechnet werden darf. (Die fehlerhaften Anlagen, bei denen ein frei oder in eine Druckkammer ausblasender Ventilator keinen Diffusor besitzt, obwohl die technische Möglichkeit dazu vorhanden ist, können hier nicht als maßgebend angesehen werden, dürften auch mit der Zeit von selbst verschwinden.) Deshalb kann für Ventilatoren ohne Druckleitung und ohne Diffusor die obere Nutzleistung als maßgebend angesehen werden, was zugleich den Vorteil hat, daß in Fällen, wo es zweifelhaft ist, ob eine Druckleitung vorliegt oder nicht, das Ergebnis nicht von dieser Unterscheidung abhängt.

Man macht sonach bei dieser Rechnungsart nicht den Ventilator, sondern die Einbauart für den Energieverlust verantwortlich. Bei der Beurteilung von Ventilatoren, deren Einbauart noch nicht festliegt, ist dieser Gesichtspunkt besonders einleuchtend.

Man könnte noch an den Zwischenfall denken, daß ein Ventilator mit einem Diffusor an eine Austrittöffnung von vorgegebener Größe angeschlossen werden soll. Hier müßte nach den dargelegten Grundsätzen der dieser Oeffnung entsprechende dynamische Druck dem Ventilator zugute gerechnet werden. Der Uebergang zu einem freien Diffusor (ohne vorgegebene Austrittöffnung) ergibt sich jetzt ganz ungezwungen, indem man den theoretisch zur Verfügung stehenden Endquerschnitt unendlich groß und damit den anzurechnenden dynamischen Druck gleich null setzt.

5) Bei den bisherigen Betrachtungen ist ein Umstand noch nicht berücksichtigt worden, nämlich die Wirkung der Schwerkraft auf das zu fördernde Gas. Liegen die Stellen der Druckentnahme in verschiedener Höhe, so ist, wenn p_1 und p_2 die absoluten Gesamtdrücke und h der Höhenunterschied der beiden Druckentnahmestellen ist, die Leistung (ganz entsprechend wie bei Pumpen) ausgedrückt durch

$$L = V(p_2 - p_1 + \gamma h);$$

führt man die statischen Drücke p'_1 und p'_2 ein, so wird

$$L = V\left(p_2' - p_1' + \gamma h + \frac{\gamma}{2g}(w_2^2 - w_1^2)\right).$$

Fig. 19.

Werden die Drücke p_1' und p_2' einzeln mit Manometern gemessen, die in gleicher Höhe mit den Meßstellen sind, und deren einer Schenkel mit der Außenluft in Verbindung steht, Fig. 19, so zeigen, wenn p' und p'' die Drücke der Außenluft an diesen Stellen sind, die beiden Manometer die Druckunterschiede $p_1' - p'$ und $p_2' - p''$ an; der Unterschied der beiden Manometerablesungen ist demnach

$$\varDelta p = p_2' - p_1' + p' - p''.$$

Ist γ_l das Raumgewicht der Außenluft, so ist ferner $p' - p'' = \gamma_l h$, also

$$\varDelta p = p_2' - p_1' + \gamma_l h.$$

Zur Berechnung der Leistung braucht man nach obigem die Größe $p_2' - p_1' + \gamma h$, die sich durch Einführung von $\varDelta p$ auch

$$\varDelta p + (\gamma - \gamma_l) h$$

schreiben läßt.

Wenn nun $\gamma = \gamma_l$ ist, so ist demnach ein Einfluß des Höhenunterschiedes auf die Leistung nicht vorhanden. (Die Hebungsarbeit der Luft in der Ventilatorleitung wird durch das Herabsinken eines gleichen Volumens Außenluft geleistet.) Ist aber γ von γ_l verschieden, so ist zu $\varDelta p$ der Betrag $(\gamma - \gamma_l) h$ hinzuzufügen (bezw. für $\gamma < \gamma_l$ der Betrag $(\gamma_l - \gamma) h$ abzuziehen).

Wird der Druckunterschied mittels eines einzigen Manometers beobachtet, dessen beide Seiten an die beiden Meßöffnungen angeschlossen sind, so kommt es darauf an, mit welcher Gasart die Verbindungsleitungen gefüllt sind. Es spielt dann, wie man leicht sieht, das Gas in den Verbindungsleitungen dieselbe Rolle, wie vorher die Außenluft. Sind die Verbindungsleitungen mit dem zu fördernden Gase gefüllt, und herrscht dort dieselbe Temperatur wie in der Ventilatorleitung, so ist der am Manometer abgelesene Druckunterschied

$$\varDelta p = p_2' - p_1' + \gamma h,$$

also wieder gerade gleich dem in der Leistungsformel vorkommenden Ausdruck.

Wird durch Abschalten der Meßleitungen von den Druckentnahmestellen (vergl. I, 6) ein Hülfs-Nullpunkt bestimmt, und ist $\varDelta p$ der von diesem aus gerechnete Druckunterschied, so mißt man die Differenz zwischen den Druckunterschieden des Gases und der Außenluft an den Meßstellen, gerade so wie bei den zwei Manometern, und es ist deshalb auch hier

$$p_2' - p_1' + \gamma h = \varDelta p + (\gamma - \gamma_l) h.$$

6) Im Zusammenhang mit diesen Erörterungen über die Berechnung der Nutzleistung mögen noch einige Bemerkungen folgen, von denen sich die ersten beiden mit irrtümlichen Auffassungen beschäftigen, deren Vorhandensein in den Beratungen des Ausschusses festgestellt worden ist.

Es soll vielfach üblich sein, die Liefermenge auf 0° C und 760 mm Barometerstand umzurechnen und in der Formel für die Nutzleistung diesen Wert einzuführen. Das ist durchaus fehlerhaft; die Arbeitsleistung des Ventilators richtet sich nach dem Volumen des Gases in dem Zustand, in welchem es in den Ventilator eintritt, und nicht nach dem Volumen, welches das Gas haben würde, wenn die Temperatur 0° und der Druck 760 mm Q.-S. wäre. Die Dichte des Gases ist zwar nicht gleichgültig, bei derselben Umlaufzahl liefert ein Ventilator bei einem leichteren Gas entsprechend geringeren Druck, oder er muß, um denselben Druck zu erzeugen, schneller laufen; nimmt man aber den Druck, wie ihn der Ventilator liefert, und das Volumen des Gases in dem Zustande, in welchem es durch den Ventilator hindurchgefördert wird, so ist damit die Wirkung der verschiedenen Dichten schon richtig berücksichtigt, und das Produkt gibt ohne weiteres die richtige Arbeitsleistung. Das »Reduzieren auf 0° und 760 mm« hat nur in einem Fall einen Sinn, wenn es sich nämlich um irgend welche stofflichen Eigenschaften des geförderten Gases handelt, z. B. um sein chemisches oder thermisches Verhalten, wenn es sich also darum handelt, die geförderten Gewichtmengen festzustellen.

Bei Grubenventilatoren kommt es vielfach vor, daß die künstliche Wetterbewegung durch einen natürlichen Wetterzug, der in Temperaturunterschieden begründet ist, unterstützt (oder auch vermindert!) wird. Es soll nun vielfach üblich sein, den natürlichen Wetterzug bei abgestelltem Ventilator besonders zu messen und dann entweder die Liefermenge von der beim Ventilatorbetrieb gemessenen abzuziehen, oder aber den Druckunterschied, den der natürliche Wetterzug bei abgeschlossenem Wetterschacht hervorruft, von dem bei arbeitendem Ventilator gemessenen abzuziehen (dies für den Fall, daß der natürliche Zug die künstliche Wetterführung unterstützt; im entgegengesetzten Fall das sinngemäß Entsprechende). Beides ist fehlerhaft; denn die Drücke und Liefermengen, die bei arbeitendem Ventilator gemessen werden, sind schon das Ergebnis des Zusammenwirkens von natürlichem Zug und Ventilator (sie würden ohne natürlichen Zug anders ausgefallen sein). Bei den beiden angegebenen oder auch ähnlichen Verfahren würde demnach der Einfluß des natürlichen Wetterzuges doppelt in Rechnung gesetzt werden. Daß es das einzig Zulässige ist, die am Ventilator gemessenen Werte für Liefermenge und Druckunterschied in die Berechnung einzusetzen, geht übrigens schon daraus hervor, daß sich der Arbeitsvorgang ganz innerhalb des Ventilators vollzieht, und zwar bei gegebener Fördermenge und gegebenen Drücken (und Temperaturen) ganz unabhängig davon, durch welche außerhalb des Ventilators gelegene Umstände diese Fördermenge und diese Drücke entstanden sind.

Noch ein Punkt mag hier kurz erwähnt werden. In einer Bemerkung zu den »Allgemeinen Bestimmungen« heißt es, daß,

wenn im Vertrage die Leistung des Ventilators auf reines Gas bezogen ist, etwaige Verunreinigungen des Gases (Staub, Späne, Wasser usw.) dem Ventilator zugute gerechnet werden sollen.

Diese Verunreinigungen wirken teils, solange sie im Luftstrom schweben, so, daß sie seine Reibung vergrößern, teils überziehen sie die Wände des Ventilators und das Flügelrad mit einer mehr oder minder rauhen Kruste und hemmen auch dadurch den freien Durchgang des Luftstromes. Eine Regel dafür, wie groß die Beeinflussungen solcher Verunreinigungen abgeschätzt werden könnten, läßt sich bei der Verschiedenartigkeit der vorkommenden Fälle nicht angeben; deshalb wurde dem Hersteller empfohlen, in jedem derartigen Fall mit dem Abnehmer entsprechende Verabredungen möglichst vor Eintritt in die Abnahmeversuche zu treffen.

IV. Gleichwertige Oeffnung; Kennlinien.

1) Unter Nr. 16 der Regeln ist zur Verwendung in den Lieferverträgen eine Größe empfohlen, die in der Bewetterungstechnik der Bergwerke bereits vielfach benutzt wird, die gleichwertige Oeffnung oder äquivalente Grubenweite. Sie dient als Maßstab für den Gesamtwiderstand, den ein vorhandenes Leitungsnetz dem hindurchströmenden Gase bietet. Dieser Widerstand ist abhängig von der geometrischen Gestalt des Kanalnetzes, von der Beschaffenheit der Kanalflächen usw., im übrigen ist er proportional der Dichte des Gases und (annähernd wenigstens) dem Quadrat der Geschwindigkeit, oder was auf dasselbe hinauskommt, dem Quadrate der Durchflußmenge. Von der gleichen Art ist der Widerstand, den eine Oeffnung in einer Wand dem Durchtritt der Gasmenge bietet. Berechnet man eine Oeffnung so, daß zum Durchtritt einer gleichen Gasmenge der gleiche Druckunterschied nötig ist wie bei dem Leitungsnetz, so ist die Oeffnung dem Kanalnetz »gleichwertig«. Die Formel für den Durchfluß durch eine Oeffnung, die als bekannt vorausgesetzt werden kann, lautet:

$$V = \mu A \sqrt{\frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma}},$$

wo A die Fläche der Oeffnung ist und μ die Ausflußziffer. Bei gegebenem V und $p_2 - p_1$ ist somit

$$A = \frac{V}{\mu} \sqrt{\frac{\gamma}{2g(p_2 - p_1)}}.$$

Die Ausflußziffer μ kann, da es sich ja nur um eine Rechnungs- und Vergleichsgröße handelt, irgendwie festgesetzt werden.

Für die Verhältnisse bei Bergwerken hat man, einen Vorschlag von Murgue[1]) folgend, $\mu = 0{,}65$ angenommen; da es sich hier immer um Luft von wenig schwankender Temperatur handelt, hat man $\gamma = 1{,}2$ kg/m³ gesetzt und die Zahlenfaktoren zusammengezogen, so daß sich

$$A = 0{,}38 \frac{V}{\sqrt{p_2 - p_1}}$$

ergibt.

Für die allgemeine Einführung dieser Größe in die Ventilationstechnik, die aus den unten zu nennenden Gründen sehr empfohlen werden muß, wird die Festsetzung $\mu = 1$ vorgeschlagen, was dem Ausfluß durch eine sehr vollkommene Düse entspricht. Man kann der so erhaltenen gleichwertigen Oeffnung

$$A_1 = V \sqrt{\frac{\gamma}{2g(p_2 - p_1)}}$$

zum Unterschied von der im Bergbau üblichen den Namen »gleichwertige Düse« geben.

Will man ein unmittelbares Maß für den Widerstand eines Leitungsnetzes in Analogie zu dem Ohmschen Widerstand haben, von solcher Eigenschaft, daß der Widerstand von zwei hintereinander geschalteten Leitungsstrecken gleich der Summe der Widerstände der einzelnen Strecken ist, so ergeben sich Größen der folgenden Art. Es ist

$$p_2 - p_1 = \zeta_1 \gamma \frac{w_1^2}{2g} + \zeta_2 \gamma \frac{w_2^2}{2g} + \ldots\ldots,$$

wo $\zeta_1, \zeta_2 \ldots$ Weisbachsche Widerstandsziffern sind. Nun ist, wenn $F_1, F_2 \ldots$ die Querschnitte der verschiedenen Teilstrecken sind, unter Annahme eines konstanten Raumgewichtes γ das sekundliche Volumen

$$V = w_1 F_1 = w_2 F_2 = \ldots\ldots;$$

wenn man $w_1, w_2 \ldots\ldots$ hieraus ersetzt, ergibt sich:

$$p_2 - p_1 = \gamma \frac{V^2}{2g} \left(\frac{\zeta_1}{F_1^2} + \frac{\zeta_2}{F_2^2} + \ldots \right),$$

anderseits ergibt die Formel für die gleichwertige Düse:

$$p_2 - p_1 = \frac{\gamma V^2}{2g} \frac{1}{A_1^2},$$

so daß sich als Widerstandsmaß

$$\frac{1}{A_1^2} = \Sigma \frac{\zeta}{F^2}$$

ergibt.

Die gleichwertige Oeffnung bezw. gleichwertige Düse bietet auch für den Ventilator selbst einen sehr brauchbaren Maßstab. Wird der Ventilator ohne größere Rohrleitung geprüft und das Druckrohr mit einem Schieber teilweise verschlossen, so ist — bei Anwendung der dem Ausflußvorgang entsprechenden Ausflußziffer — die gleichwertige Oeffnung gleich der Schieberöffnung. Angaben über den von einem Ventilator erzeugten Druck, über seinen Wirkungsgrad usw. haben nur dann einen bestimmten Sinn, wenn der Widerstand der zugehörigen Kanalanlage, also die gleichwertige Oeffnung derselben, mit angegeben ist. Für verschiedene gleichwertige Oeffnungen liefert derselbe Ventilator bei der nämlichen Umlaufzahl verschiedenen Druck und verschiedenen Wirkungsgrad. Es muß deshalb den Herstellern von Ventilatoren dringend empfohlen werden, bei ihren Gewährleistungen für Wirkungsgrad und Druckerzeugung die gleichwertige Oeffnung immer mit anzugeben.

[1]) D. Murgue, Ueber Grubenventilatoren, S. 6.

2) Bei gleich gehaltener gleichwertiger Oeffnung bestehen nun, wie viele Versuche gezeigt haben, die folgenden Gesetzmäßigkeiten:

Die Liefermenge ändert sich mit der ersten Potenz der Umlaufzahl,

der erzeugte Druckunterschied ändert sich proportional mit der Dichte des Gases und mit der zweiten Potenz der Umlaufzahl,

endlich, weil auch der Wirkungsgrad hierbei merklich konstant ist, ändert sich die erforderliche Leistung proportional mit der Dichte und mit der dritten Potenz der Umlaufzahl.

Diese Gesetzmäßigkeiten können dazu dienen, gewisse Kennzahlen zu definieren, die man zweckmäßig unter Zuhülfenahme von einigen für den Ventilator kennzeichnenden Größen, wie dem Ausblasequerschnitt F_a und der Umfangsgeschwindigkeit u des Schaufelrades, dimensionslos macht. (Dies hat abgesehen davon, daß diese Zahlen nun vom Maßsystem unabhängig, also reine Verhältniszahlen sind, noch den Vorteil, daß die Gesetzmäßigkeiten für verschiedene größere, jedoch geometrisch ähnliche Ausführungen einer und derselben Ventilatorart sowie für verschiedene Gasarten deutlich hervortreten.)

Entsprechend den drei obigen Gesetzmäßigkeiten kann man drei Kennziffern aufstellen:

1) eine Lieferziffer φ, mittels deren aus der Formel

$$V = \varphi F_a u \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

die Liefermenge folgt;

2) eine Druckziffer ψ zu Berechnung des Druckunterschiedes $p_2 - p_1$ mit Hülfe des der Umfangsgeschwindigkeit entsprechenden dynamischen Druckes $\frac{\gamma u^2}{2g}$:

$$p_2 - p_1 = \psi \frac{\gamma u^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2);$$

3) eine Leistungsziffer λ für die aufzuwendende Leistung L_a (unter Abzug der Lagerreibung usw.):

$$L_a = \lambda F_a \frac{\gamma u^3}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3);$$

wie man sieht, folgt aus $L_a = \frac{V(p_2 - p_1)}{\eta}$ mit Hülfe von Gl. (1) und (2) sofort

$$\lambda = \frac{\varphi \psi}{\eta}$$

(η = Wirkungsgrad der Luftarbeit).

Die Kennziffern sind nach den erwähnten Gesetzmäßigkeiten konstant, so lange die gleichwertige Oeffnung A bezw. A_1 konstant ist, und ändern sich im allgemeinen, wenn diese Größe sich ändert. Trägt man sie als Ordinaten zu A_1 als Abszisse auf, so erhält man die Kennlinien. Um die Eigenschaften der Ventilatorart besser hervortreten zu lassen, kann man als Abszisse statt A_1 das Verhältnis $\frac{A_1}{F_a} = \alpha$ auftragen. (Auch das Verhältnis $\frac{\text{dynamischer Druck in der Ausblaseöffnung}}{\text{Gesamtdruckunterschied}}$, $\frac{p_{da}}{p_2 - p_1}$, für das sich, wegen $p_{da} = \frac{\gamma}{2g}\left(\frac{V}{F_a}\right)^2$ und $p_2 - p_1 = \frac{\gamma}{2g}\left(\frac{V}{A_1}\right)^2$ (vgl. 1. Sp.), auch $\left(\frac{A_1}{F_a}\right)^2 = \alpha^2$ schreiben läßt, ist hierfür verwendbar).

Führt man für A_1 seinen Wert

$$V \sqrt{\frac{\gamma}{2g(p_2 - p_1)}}$$

ein, der gemäß Gl. (2) auch $\frac{V}{u\sqrt{\psi}}$ geschrieben werden kann, und ersetzt mittels Gl. (1) V durch $\varphi F_a u$, so wird $\frac{A_1}{F_a} = \alpha = \frac{\varphi}{\sqrt{\psi}}$, also ergibt sich die Lieferziffer zu

$$\varphi = \alpha \sqrt{\psi};$$

hiermit erhält man schließlich für die Leistungsziffer:

$$\lambda = \frac{\varphi \psi}{\eta} = \frac{\alpha \sqrt{\psi^3}}{\eta}.$$

Hieraus ergibt sich, daß wenn der Wirkungsgrad η gegeben ist, nur noch eine von diesen drei Kennziffern, z. B. $\psi = \frac{p_2 - p_1}{\frac{\gamma c^2}{2g}}$, in Abhängigkeit von $\alpha = \frac{A_1}{F_a}$ gegeben zu sein braucht.

Aus dem Verlauf der η- und ψ-Linien lassen sich, gleichen Einbau vorausgesetzt, sämtliche mechanischen Eigenschaften des Ventilators entnehmen. Für den praktischen Gebrauch ist es sehr bequem, sich aus den Werten der η- und ψ-Linien noch die φ- und λ-Linien zu berechnen, vergl Fig. 20, da man dann jederzeit mittels der oben unter 1), 2) und 3) angegebenen einfachen Formeln den Zusammenhang zwischen Widerstand des Leitungsnetzes (A_1), Ventilatorgröße (F_a), Umfangsgeschwindigkeit (u), Liefermenge, Druckunterschied und aufzuwendender Leistung beurteilen kann. Die Kurven von Fig. 20 stellen zugleich, wenn die Maßstäbe passend gewählt werden, den Verlauf der Liefermenge, des Druckes und der aufzuwendenden Leistung bei Veränderung der gleichwertigen Düse dar, vorausgesetzt daß die Drehzahl des Ventilators konstant gehalten wird.

Fig. 20. Kennlinien.

$\alpha = 0$ (abgeschlossen) — $\alpha = 1$ (frei ausblasend) — $\alpha = \frac{A_1}{F_a}$

3) In dieser einfachen Form gelten die Beziehungen über die Kennlinien nur für Niederdruckventilatoren, bei denen die Volumenänderungen des Gases vernachlässigt werden dürfen; bei Hochdruckventilatoren und bei Turbokompressoren, wo diese Vernachlässigung nicht mehr erlaubt ist, ergibt sich eine gewisse Willkür in der Festsetzung der Kennziffern, da man diese auf verschiedene Volumina und verschiedene Zustandsänderungen (Isotherme, Adiabate) beziehen kann. Gründe der Einfachheit sprechen dafür, als Bezugsvolumen das Eintrittsvolumen (bezw. das dem Atmosphärendruck und der Temperatur des Kühlmittels entsprechende Volumen) zu wählen, als Zustandsänderung die Isotherme.

Man erhält so für die Lieferziffer:

$$\varphi = \frac{V_1}{F_a u}$$

(mit dieser Wahl ist φu die rechnerisch ganz bequem zu verwertende Geschwindigkeit, die die Gasmenge hätte, wenn sie im Ansaugezustand den Druckstutzen durchssrömen würde); die Druckziffer wird

$$\psi = \frac{\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma}}{\frac{u^2}{2g}} = \frac{p_1}{\gamma_1 \frac{u^2}{2g}} \ln \frac{p_2}{p_1};$$

für die Leistungsziffer ergibt sich:

$$\lambda = \frac{L_a}{F_a \frac{\gamma_1 u^3}{2g}}.$$

Für die Berechnung der gleichwertigen Düse liegt es nahe, das adiabatische Gesetz zu verwenden, weil Ausflußvorgänge nahezu adiabatisch zu verlaufen pflegen. Da es sich aber um eine reine Rechnungsgröße handelt, kann man Gründe der Einfachheit voranstellen und den Ausflußquerschnitt nach der Isotherme berechnen. Man erhält so für eine isotherme Expansion vom Druck p_2 auf p_1 und für ein Endvolumen gleich dem Anfangsvolumen V_1 die Formel:

$$A_1 = \frac{V_1}{\sqrt{2g \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma}}} = V_1 \sqrt{\frac{\gamma_1}{2 g p_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}}.$$

Die Zweckmäßigkeit gerade dieser Wahl von φ, ψ, λ und A_1 zeigt sich dadurch, daß hier, wenn wieder $\frac{A_1}{F_a} = \alpha$ gesetzt wird, dieselben einfachen Beziehungen gelten, wie bei Niederdruckventilatoren; es ist nämlich wie dort

$$\varphi = \alpha \sqrt{\psi}$$

und — wegen $L_a = \frac{1}{\eta} p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$ — auch

$$\lambda = \frac{\varphi \psi}{\eta} = \frac{\alpha \sqrt{\psi^3}}{\eta}.$$

Bei Hochdruckventilatoren können für ψ und A_1 die folgenden Näherungsformeln verwendet werden, bei denen γ_m das nach der Isotherme dem Druck $\frac{p_1 + p_2}{2}$ entsprechende Raumgewicht ist:

$$\psi = \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma_m u^2}; \quad A_1 = V_1 \sqrt{\frac{\gamma_m}{2g(p_2 - p_1)}};$$

der Beweis hierfür erfolgt ganz entsprechend dem unter III für die Leistungsformel gegebenen.

Für den Fall, daß der erzeugte Druckunterschied nicht allein zur Ueberwindung von Strömungswiderständen, sondern auch zur Verrichtung von Nutzarbeit dient — bei Kompressoren dürfte dies die Regel sein —, verliert die gleichwertige Düse ihre eigentliche Bedeutung. Für solche Fälle dürfte es sich empfehlen, die Druckziffer ψ und die Leistungsziffer λ abhängig von der Lieferziffer φ aufzutragen, was bei geeigneter Bestimmung der Maßstäbe nichts andres bedeutet, als daß, unveränderliche Drehzahl der Maschine vorausgesetzt, der Verlauf des Druckes und der aufzuwendenden Leistung abhängig von der Liefermenge dargestellt wird.

Es mag noch bemerkt werden, daß die oben unter 2) angegebenen drei Gesetzmäßigkeiten nur für Niederdruckventilatoren streng gelten. Bei Hochdruckventilatoren bringen die mehr oder minder großen Aenderungen des Raumgewichtes γ Abweichungen von diesen Gesetzmäßigkeiten hervor.

Für die drei Kennziffern, deren Formeln auf der Proportionalität der Menge, des Druckes und der Leistung mit der ersten, bezw. zweiten und dritten Potenz der Umfangsgeschwindigkeit u aufgebaut sind, hat dies zur Folge, daß die Kennziffern nicht mehr unabhängig von u sind und sich daher die Kennlinien mit steigender Umfangsgeschwindigkeit langsam verschieben. Immerhin aber dürften sie bei der Ordnung von Versuchsergebnissen und bei Berechnungen der verschiedensten Art von großem Nutzen sein.

(Schluß folgt.)

Soeben ist der vierte Band der

Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie, Jahrbuch des Vereines deutscher Ingenieure, herausgegeben von Conrad Matschoß

erschienen. Er umfaßt IV und 357 Seiten mit 348 Figuren und 7 Bildnissen. Das Werk, von dem jedem Bezirksverein ein Abdruck übersandt worden ist, kann von den Mitgliedern des Vereines zum Preise von 6 M (zuzüglich Porto) unmittelbar von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstr. 23/24, bezogen werden. Für Nichtmitglieder ist der Preis des ungebundenen Abzuges auf 8 M festgesetzt. (Der Preis des in Leinen gebundenen Jahrbuches beträgt für Mitglieder 7,50 M, für Nichtmitglieder 10 M.)

Nähere Angaben sowie eine Bestellkarte enthält eine Ankündigung, die den Mitgliedern des Vereines in den nächsten Tagen von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer zugehen wird.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **125. Heft** erschienen; es enthält:

J. Wild: Die Ursache der zusätzlichen Eisenverluste in umlaufenden glatten Ringankern. Beitrag zur Frage der drehenden Hysterese.

Der Preis des Heftes beträgt 2 M postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 Pfg erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 46. **Sonnabend, den 16. November 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Die Versuchsanlage für den Wettbewerb um den Kaiserpreis für den besten deutschen Flugzeugmotor.[1]

Erster Bericht der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt von Dr.-Ing. **F. Bendemann**.

An seinem diesjährigen Geburtstage stiftete unser Kaiser aus seiner Schatulle einen am nächsten Kaisergeburtstage zu verleihenden Preis von 50000 *M* für den »besten deutschen Flugzeugmotor«. Der vom Reichsamt des Innern in vorgeschriebener Weise gebildete Wettbewerb-Ausschuß gab am 7. Mai zugleich mit den Wettbewerbbestimmungen noch weitere große Preisstiftungen von verschiedenen Behörden des Reiches und des preußischen Staates bekannt. Danach stehen im ganzen 125000 *M* an Preisen auf dem Spiele

Gleichzeitig wurden darin auch das Preisgericht und die Prüfstelle bestimmt. Das Preisgericht besteht aus 7 unabhängigen Sachverständigen, die (mit einer Ausnahme) dem Wettbewerb-Ausschuß nicht angehört und bei Aufstellung der Bestimmungen gar nicht mitgewirkt haben, nämlich aus den Hochschulprofessoren Baumann (Stuttgart), Bonte (Karlsruhe), Josse (Charlottenburg), Lynen (München), Riedler (Charlottenburg) und Wagener (Danzig) unter Vorsitz des Wirkl. Geh Oberbaurats Dr.-Ing. Veith, Abteilungschefs im Reichsmarineamt.

Zur Prüfstelle wurde die Deutsche Versuchsanstalt für Luftfahrt zu Adlershof bestimmt.

Die hiermit zum ersten Male öffentlich genannte Anstalt[2]) war erst kurz vorher (18. April) als Verein ins Leben gerufen worden. Ihr fiel nun sogleich eine sehr schöne, aber höchst verantwortliche und technisch recht schwierige Aufgabe zu. Am 28. Juni fand die erste Mitgliederversammlung statt, in welcher der Berichterstatter mit der technischen Leitung der Anstalt beauftragt wurde.

Zu Anfang Juli liefen die Anmeldungen zum Wettbewerb ein, und nun ließ sich erst übersehen, wie ausgedehnte Vorbereitungen zu treffen waren. Der Kaiserliche Weckruf und die Höhe der Geldpreise hatten den Zweck erreicht, die einschlägige Industrie Deutschlands in überraschendem Umfange auf den Plan zu rufen. Von 26 Bewerbern wurden nicht weniger als 44 verschiedene Motorarten gemeldet, dazu noch 24 Ersatzmotoren (die bei unverschuldeten Schäden für den ersten der Bauart eintreten dürfen). Drei Bewerber mit je einem Motor schieden nachträglich aus, weil die Zulassungsbedingungen nicht erfüllt waren. Sonach stehen 65 Motoren im Wettbewerb.

Man hat befürchtet, daß bei so rascher Durchführung des Wettbewerbes in dem einen Jahre die Vorbereitungszeit für die Industrie zu kurz sei, um neue Konstruktionen zu schaffen, wie sie der Wettbewerb anregen sollte; die Preise würden den schon vorhandenen Konstruktionen in den Schoß geworfen Nach der Bewerberliste und nach den schon vorliegenden Anmeldezeichnungen erscheint diese Befürchtung unbegründet. Eine Reihe völlig neuer Konstruktionen soll zur Prüfung kommen, die teils von den schon in dem Fache bewährten Firmen, teils auch von Neulingen herrühren.

Mehr ist zu befürchten, daß die Zeit für die Prüfung nicht ausreichen wird. Bestimmungsgemäß sind erst bis zum 25. Oktober die Motoren einzuliefern. Bis zum 15. Januar müssen die Ergebnisse dem Preisgericht fertig vorliegen. Also bleiben für die Versuche kaum 10 Wochen, welche noch dazu die Weihnachtzeit einschließen. In dieser Zeit bis zu 65 Motoren in einer den Bestimmungen entsprechenden Weise gründlich durchzuprüfen, erforderte außerordentliche Maßnahmen.

Die schleunigst zu schaffende Prüfanlage mußte nicht nur ungewöhnlich umfangreich, sondern infolge gewisser Sonderbestimmungen auch recht verwickelt ausfallen Dabei stellten sich auch konstruktiv recht schwierige Aufgaben heraus. Mangels brauchbarer Vorbilder mußte für die hauptsächlichste Meßvorrichtung, den Pendelrahmen zur Leistungsmessung, erst die geeignete, für alle verschiedenen Motorgattungen anwendbare Bauart gefunden und völlig neu durchgearbeitet werden. Auch sonst ergab sich eine Menge konstruktiver Schwierigkeiten, und jeder Versuchleiter weiß, wie leicht bei neuen Meßeinrichtungen zuerst irgend etwas mißrät und langwierige Verbesserungen erfordert. Dafür blieb nur ein kleiner, engbegrenzter Zeitraum. Bei aller dankenswerten Anteilnahme der Preisgerichtmitglieder blieb doch die überwiegende Verantwortung bei der Prüfstelle. Noch ist es nicht sicher, daß alles gelungen ist. Die wichtigsten Teile sind aber schon erprobt und haben ihre Schuldigkeit getan, und bei dem öffentlichen Interesse der Veranstaltung erscheint es angezeigt, schon jetzt, bei Beginn der eigentlichen Versuche, dem weiteren Kreise der Beteiligten einen Ueberblick über die Technik der Durchführung zu geben.

Unvorhergesehene Hindernisse können sich auch bei der

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Luftschiffahrt und Verbrennungskraftmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 40 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) s. a. Z. 1912 S. 1477.

Aufstellung und Vorbereitung der einzelnen Motoren auf den Prüfständen ergeben. Bestimmungsgemäß liegt diese Arbeit den Bewerbern selbst ob und muß in je 3 Tagen beendet sein. Die nötigen Einzelheiten der Prüfstände sind ihnen genau bekannt gegeben. Aber wenn es nun doch in Kleinigkeiten fehlt, die Zeit kosten! Man möchte Härten vermeiden, die vielleicht gute Motoren aus nebensächlichen Gründen von der Teilnahme ausschließen. Die Wettbewerbbestimmungen erlauben es der Prüfstelle, ausnahmsweise Nachfristen zu gewähren. Da werden heikle Konflikte kaum ausbleiben. Gern möchte man im einzelnen billige Rücksichten walten lassen; doch ist im ganzen die vorgeschriebene Zeit unbedingt innezuhalten!

Diese Schwierigkeiten waren vorausgesehen. Aber es lag schon im kaiserlichen Erlasse, daß ungewöhnliche Anstrengungen gemacht und eine gewisse schneidige Wucht eingesetzt werden sollte, um »den besten deutschen Flugmotor« zu krönen und so der Flugtechnik in ihrem springendsten Punkte einen nachhaltigen Anstoß zu geben. Da ist es viel leicht gerade sachgemäß, wenn nicht nur die eigentliche, technische Güte des Motors, sondern etwas auch die organisatorische Leistungsfähigkeit, Findigkeit und Schnelligkeit der ausführenden Fabrik mit bewertet wird. Den Motor schnell und sicher den jeweils gegebenen Bedingungen anpassen und rasch in guten Gang bringen zu können, ist in der Tat oft wichtiger als einzelne kleine Vorteile in Kraftleistung oder Gewicht.

Jedenfalls ist, wenn es gelingt, die gesteckte Frist innezuhalten und in so kurzer Zeit ein klares Bild von den Leistungen und den Haupteigenschaften der besten, neuesten deutschen Bauarten zu erhalten, der weiteren Entwicklung viel mehr gedient, als wenn sich der Wettbewerb über Jahr und Tag hinzöge. Die Technik der Luftfahrt eilt mit stürmischen Schritten voran. Wir haben gegen das Ausland mancherlei nachzuholen, ganz besonders am Flugzeugmotor. Da gilt es im besten Sinne: Doppelt gibt, wer schnell gibt. Mit kleinen Mitteln, mit einer ängstlich und allzu wissenschaftlich arbeitenden Prüfung ist der Zweck nicht zu erreichen. Die Ausführung der Messungen muß wissenschaftlichen Anforderungen streng genügen, aber die Prüfung muß sich großzügig auf die Kernpunkte beschränken. Fragen von geringerer praktischer Bedeutung müssen einstweilen zurückgestellt werden.

In diesem Sinne hat schon der Wettbewerbausschuß in den Prüfbestimmungen einige Punkte ausgeschaltet, die zwar nicht belanglos, aber doch nicht von erster Bedeutung und überdies zu verwickelt sind, um sie mit einem Schlage erledigen zu können. Hierzu werden einige Erläuterungen am Platze sein.

Die Hauptpunkte des Prüfverfahrens nach den Wettbewerbbestimmungen.

Die Bestimmungen machen neben Betriebsfähigkeit und Sicherheit in erster Linie das Einheitsgewicht des Motors für 7 Stunden zum Angelpunkt der Beurteilung, d. h. das vollständige Gewicht mit dem Betriebsmittelvorrat für die Zeit, bezogen auf die mittlere Bremsleistung in PS.

Diese einfache Festsetzung ist insofern nicht ganz selbstverständlich, als es viel für sich hätte, sogleich auf die praktische Anwendung einzugehen und statt der Bremsleistung die gelieferte Triebkraft zu bewerten, auf die es schließlich ankommt, also die zugehörige Luftschraube mit dem Motor als technische Einheit zu prüfen.

Aber dieser sehr einleuchtende Vorschlag mußte verworfen werden, schon weil dadurch ein ganz gesonderter Industriezweig mit in den Wettbewerb gezogen worden wäre. Der Luftschraubenbau hat ja seine eigentümliche Technik schon recht gut entwickelt, und seine Schwierigkeiten liegen fast nur noch auf dem Gebiete der aerodynamischen Berechnung, was mit dem Motorenbau garnichts zu tun hat. Luftschraube und Motor, so eng sie praktisch zusammengehören, bilden doch keine industrielle Einheit. Der Flugzeugerbauer bestellt beides stets von verschiedenen Fabriken. Es widerspräche also der in dem kaiserlichen Erlasse klar gegebenen und durch die heutige Sachlage wohlbegründeten Bestimmung des Kaiserpreises: Dem Motor als solchem, der noch so verbesserungsbedürftigen Kraftquelle des Flugzeuges, soll die kaiserliche Spende dienen. Der beste deutsche Flugzeugmotor könnte aber völlig entwertet werden, wenn er zufällig mit einer schlechten oder nicht zu ihm passenden Schraube verbunden wäre. Uebrigens würde die einfache Bewertung nach dem Schraubenzug durchaus nicht ohne weiteres auf klare, dem praktischen Gebrauch entsprechende Verhältnisse führen. Bekanntlich kann man bei gleichbleibender Motorleistung durch Anwendung recht großer flachgängiger Schrauben hoch gesteigerte Zugkraft erzielen. Praktisch ist man darin stets durch bauliche Rücksichten begrenzt. Im Flugzeug kann man Schrauben von zu großem Durchmesser nicht unterbringen. Ohne solche Bindung würde den Motoren beim Wettbewerb unfehlbar übertrieben große, praktisch garnicht anwendbare Schrauben beigegeben werden. Man müßte künstliche Grenzen vorschreiben, die sich ohne Willkür garnicht ziehen lassen. Ueberhaupt würde dadurch die Frage des besten Motors mit der heiklen Aufgabe der Schraubenberechnung in einer Weise verquickt, die wunderlichen Zufällen Tür und Tor öffnen und klare Schlußfolgerungen aus den Prüfergebnissen unmöglich machen müßte.

Der richtige Weg war also zweifellos der in den Wettbewerbbestimmungen vorgeschriebene: Die Bewertung nach der abgegebenen, für die Luftschraube verfügbaren Nutzleistung des Motors.

Dabei entsteht allerdings eine gewisse grundsätzliche Schwierigkeit: Es kann eigentümliche Fälle geben, wo sich die nutzbar an die Schraube abgegebene Motorleistung gar nicht ganz scharf bestimmen läßt. Bei den Umlaufmotoren wird nämlich die Luftschraube häufig unmittelbar mit dem Motorgehäuse verbunden, und es sind sogar Konstruktionen denkbar, bei denen Motor und Schraube so eng verwachsen sind, daß man überhaupt nicht mehr sagen kann, wo der Motor aufhört und die Schraube anfängt. Nun verzehren diese Motoren notwendig einen gewissen, nach heutigen Schätzungen gar nicht unbeträchtlichen Teil ihrer Leistung durch den eigenen Luftwiderstand der Zylinder bei der raschen Umdrehung. Dieser Anteil wird natürlich von der ursprünglichen, inneren Motorleistung abzusetzen sein (Ventilationsverlust). Insoweit die Teile des Motors aber die Schraubennabe bilden, ist der Drehwiderstand der nutzbaren Motorleistung zuzurechnen. Demnach gibt es unter Umständen gar keine scharfe Trennung.

Aber so schwierige Fälle kommen praktisch einstweilen gar nicht vor, und auch in Zukunft werden Motor und Schraube schwerlich so ganz eng miteinander verschmelzen. Der Motor besteht aus Stahl, die Schraube aus Holz, und zwar ist sie mit ihrer Nabe in einem festen Stück gearbeitet, so daß man sie ohne weiteres von dem Motor lösen und für beide, Motor und Schraube für sich, den Luftwiderstand der Drehung bestimmen kann. Natürlich muß das bei gleichzeitiger Drehung geschehen und ohne ihre gegenseitige räumliche Lage wesentlich zu ändern. Das läßt sich aber durchführen, und damit ist die Schwierigkeit vollständig behoben.

Ein andres Bedenken hängt hiermit nahe zusammen: Die zur Zylinderkühlung nötige Arbeit, der Kühlverlust, steckt bei den Umlaufmotoren teilweise schon in dem Ventilationsverlust und wird also zugleich mit diesem von der Bremsleistung abgesetzt. Man könnte sagen, daß das gerechterweise auch bei den Standmotoren geschehen müßte, wo der Kühlverlust aber in ganz andrer Weise zum Ausdruck kommt, nämlich untrennbar verquickt mit dem Stirnwiderstand des ganzen Flugzeuges.

Dabei übersieht man, daß dieser Verlust sich bei den wassergekühlten Motoren sehr weit herabdrücken und grundsätzlich sogar völlig vermeiden läßt. Denn diese Motoren kann man ganz im Innern des Flugzeugrumpfes unterbringen, ohne dessen Form wesentlich zu verschlechtern; und ihren Kühler kann man ganz in die ohnehin vorhandenen Oberflächen des Flugzeuges einschmiegen. So kommt man praktisch schon jetzt der völligen Vermeidung des Kühlverlustes ziemlich nahe. Jedenfalls liegt das ziemlich weit in der Hand des Flugzeugerbauers, und somit handelt es sich hier durchaus nicht um eine dem Motor eigene, fest bestimmbare Verlustgröße. Uebrigens verursachen auch die Umlaufmotoren

neben ihrem Drehwiderstand noch einen zusätzlichen Stirnwiderstand, der jedenfalls nicht kleiner ist, als er bei den wassergekühlten zu sein braucht. Demnach ist es berechtigt, die Stirnwiderstände ganz zu vernachlässigen und nur den Drehwiderstand der Umlaufmotoren als einen diesen eigentümlichen, unvermeidbaren Verlust von ihrer Nutzleistung abzusetzen.

Weiter sehen die Wettbewerbbestimmungen sogar davon ab, die wassergekühlten Motoren überhaupt mit dem eigenen Kühler zu prüfen. Die Versuchsanlage hat sie mit Kühlwasser zu versorgen. Man kann das unbillig finden; denn mit dem Kühler wird eine wichtige, diesen Motoren eigentümliche Störungsquelle ausgeschaltet, deren Vermeidung ein ein besonderer Vorzug der luftgekühlten Motoren ist. Diese erscheinen dadurch etwas benachteiligt. Auch hier lagen aber sehr triftige Gründe vor: Der Kühler ist durchaus nicht so eng mit dem Motor verwachsen, wie etwa Vergaser und Zündung. Seine Bauart ist ganz unabhängig von der des Motors. Dieser verlangt nur eine bestimmte Kühlfähigkeit. Bauart und äußere Form des Kühlers stehen ganz im Belieben des Flugzeugerbauers, der sie zu der Bauart des Flugzeuges passend bestimmt. Er bezieht den Kühler auch in der Regel nicht mit dem Motor, sondern von besondern Fabriken. Der Erbauer des Motors hat darauf keinen Einfluß und ist in der Praxis für Mängel des Kühlers meistens gar nicht verantwortlich. Auch der Kühler gehört also nicht zu der industriellen Einheit des Flugzeugmotors. Anderseits konnte man angesichts der praktischen Entwicklung, wonach die Kühler der Körperform des Flugzeuges eng angeschmiegt werden, wunderliche, breitausgedehnte Kühlerformen auch beim Wettbewerb schlechterdings nicht verbieten. Man hätte also die Bewerber nicht hindern können, sie vielmehr geradezu verleitet, besondere Wettbewerbkonstruktionen zu schaffen, ohne Rücksicht auf den Gebrauch im Flugzeug. (Beim Motor an sich besteht keine solche Schwierigkeit, weil er in seinem Aufbau durch das Flugzeug kaum irgendwie beeinflußt wird.) Uebrigens hätte bei Einbeziehung des Kühlers gerade auch der an sich beste Motor durch Mängel des zufällig beigegebenen Kühlers vollständig entwertet werden können. Das liefe dem Zwecke des Wettbewerbes entschieden zuwider. Es steht ja fest, daß sich gleichartig leichte und betriebsichere Kühler zu jedem Motor herstellen lassen.

Der Zweck wird durch gänzliche Ausschaltung der Kühler besser erreicht. Natürlich muß das Kühlergewicht dem Motor angerechnet werden. Es ist in den Bestimmungen auf Grund reichlicher Erfahrungen an bewährten Kühlerarten zu 0,23 kg für je 1000 Wärmeeinheiten stündlicher Wärmeabfuhr festgesetzt. Wasserinhalt und Rohrverbindungen sind darin mit berücksichtigt. Die Temperatur des dem Motor zufließenden Kühlwassers ist einheitlich, nämlich entsprechend der Leistungsfähigkeit gebräuchlicher Kühler, auf 70° C vorgeschrieben. Demnach muß der stündliche Wasserfluß durch den Motor und die Temperaturerhöhung des Wassers gemessen werden.

Weiter enthalten die Wettbewerbbestimmungen noch eine Reihe besonderer Forderungen, welche für die Gestaltung der Prüfanlage maßgebend waren und zum Teil recht umständliche Vorkehrungen nötig machten.

Die Arbeit des Motors ist bei den Versuchen durch die eigene Luftschraube aufzunehmen. Das bequeme Verfahren der elektrischen Leistungsmessung scheidet also aus und mit gutem Grunde: denn in Gestalt des Ankers einer Dynamomaschine kuppelt man den Motor mit einer verhältnismäßig großen Schwungmasse und verhilft ihm so vielleicht zu einem viel ruhigeren und sichereren Gange, als er, nur auf eine leichte Luftschraube arbeitend, haben würde. Die Einschaltung eines Drehkraftmessers zwischen Motor und Schraube kommt natürlich erst recht nicht in Frage. Vielmehr ist das Verfahren des Pendelrahmens vorgeschrieben, das darauf beruht, daß der Motor auf seine Unterstützung ein Drehmoment ausübt, welches dem auf die umgebende Luft wirkenden als dessen Rückwirkung vollkommen gleich sein muß. Man kann es auf einfache Weise an einem ruhenden Hebelwerk abwägen.

Diese Wägung ergibt aber zunächst den gesamten Luftwiderstand der umlaufenden Teile, also einschließlich des Ventilationswiderstandes. Um diesen abzusondern, bedarf es, wie bemerkt, noch einer selbständigen Antriebmaschine für die Schraube. Deshalb sehen die Bestimmungen vor, daß die Arbeitaufnahme der Schraube mittels einer als Motor laufenden Bremsdynamo nachgeprüft werden kann.

Ferner ist der Motor in Schräglagen zu prüfen, wie sie beim Steigen und Niedergehen des Flugzeuges entstehen: um 10° aufwärts und um 15° abwärts. Dadurch können Vergasung und Schmierung gestört werden. Der Motor muß außerdem, besonders beim Niedergehen im Gleitflug, auch stark gedrosselt, langsam laufen und dann schnell wieder in vollen Gang gebracht werden können. Anderseits soll die Regelbarkeit des Motors auch bis zur zulässigen Höchstgrenze der Drehzahl untersucht werden.

Um die luftgekühlten Motoren keinesfalls zu benachteiligen, ist ferner die Anwendung eines zusätzlichen Luftstromes vorgeschrieben, welcher den von der eigenen Schraube erzeugten Luftzug noch steigert. So ist dem etwaigen Einwand, daß die Kühlwirkung der Luft bei der Prüfung derjenigen des freien Fluges nicht gleich käme, der Boden entzogen. Freilich bedingt diese Vorschrift die Anwendung noch einer weiteren, von dem zu prüfenden Motor unabhängigen Kraftmaschine. Wir haben einen Kontroll-Elektromotor (Bremsdynamo) zur Nachprüfung der Schraubenleistung und einen Hülfs-Elektromotor zum Antrieb des Zusatzgebläses.

In den erwähnten Punkten enthalten die Bestimmungen verschiedene Kompromisse, die gewiß nicht in jeder Hinsicht voll befriedigen können. Versuche auf festem Prüfstand können eben die Verhältnisse des freien Fluges niemals ganz nachahmen, so wenig wie beim Motorwagen die Verhältnisse der wirklichen Fahrt. Der Flugzeugmotor und seine Kühlvorrichtung stehen mit der Schraube und dem ganzen Flugzeug in so vielfacher Wechselwirkung, daß man ihn in letzter Linie überhaupt nicht unabhängig von einem bestimmten Flugzeug prüfen und bewerten kann, wenn man alle Kompromisse scheut. Ein heikler Punkt liegt neben dem Luftwiderstand besonders auch in dem Einfluß der Erschütterungen und Schwingungen auf die Motor- und Schraubenleistung, sowie auf die Betriebsicherheit insbesondere der Wasserkühler. Es liegt auf der Hand, daß man diesen Einfluß auf keiner Prüfeinrichtung nachahmen kann, da er ganz von dem Aufbau des einzelnen Flugzeuges abhängt.

Auf einem fahrbaren Prüfstand könnte man wenigstens die Luftwiderstandsverhältnisse besser dem freien Fluge gemäß herstellen als auf dem festen. Aber bei den großen in Betracht kommenden Geschwindigkeiten erfordert das weitläufige und kostspielige Einrichtungen, die vor der Hand nicht zur Verfügung stehen. Sie würden sich auch für Dauerprüfungen von Motoren auf Zuverlässigkeit wenig eignen.

Der naheliegende Gedanke, dafür eine große Rundlaufvorrichtung anzuwenden, wobei der Motor mit der Schraube und dem mehr oder weniger vollständigen Flugzeug am Ende eines langen Armes im Kreise herumfährt, war nach vielen Erfahrungen zu verwerfen. Es hat sich immer wieder gezeigt, daß man die geradlinige Bewegung durch die Luft auch nicht annähernd richtig durch Kreisbewegung um eine feste Mitte ersetzen kann. Wer sich näher mit der experimentellen Aerodynamik befaßt hat, weiß, daß ihre Geschichte geradezu eine Kette von fehlgeschlagenen Rundlaufversuchen ist. Immer wieder haben sich tüchtige Forscher und namhafte Ingenieure über die großen Fehler dieses Verfahrens getäuscht und viele vergebliche Kosten und Mühe damit vertan. Den Grund sieht man leicht ein, wenn man sich einmal den entsprechenden Vorgang im Wasser vorstellt. Man könnte das Verfahren ja ebensogut auch für Versuche über Schiffswiderstände, Triebschraubenwirkung usw. anwenden, statt der bekannten kostspieligen Modell-Schleppkanäle. Aber im Schiffbau denkt man gar nicht an das Rundlaufverfahren. Denn jedermann kennt die Strudelschleppe, die ein Dampfschiff kilometerweit hinter sich herzieht, und das legt die Anschauung von den Vorgängen nahe, die entstehen müssen, wenn ein Versuchskörper im Wasser um eine feste Achse kreist. Der Körper fährt beständig in seinem eigenen Kielwasser oder gar in dem kreisenden Strudel, den der Dreharm erzeugt. Im

Wasser könnte man diesen noch vermeiden, indem man den Arm über den Spiegel legt. In der Luft kann man nicht einmal das. Deshalb nützt es auch nichts, den Kreis im Verhältnis zu den Versuchskörpern recht groß zu machen. Mit der Armlänge wächst auch der luftverdrängende Umriß gewaltig. Aber in der Luft sieht man nichts von den Vorgängen, und nur so erklärt es sich, warum man hier so oft denselben Fehlgriff gemacht hat.

Die Versuchsanlage.

Für die wichtigste Meßvorrichtung, den zur Messung der Drehmomente vorgeschriebenen Pendelrahmen, fehlte es, wie erwähnt, an geeigneten Vorbildern. Von den verschiedenen bekannten Arten hätte in erster Linie die in Fig. 1 und 2 schematisch dargestellte Anordnung in Betracht kommen können, die vorzüglich durchgebildet in den Werken des Zeppelin-Luftschiffbau, Friedrichshafen, zur Prüfung der Maybach-Motoren benutzt wird.

Fig. 1 und 2.

Pendelrahmen mit gleichachsig gelagerter Schraubenwelle.

Sie kennzeichnet sich dadurch, daß die kraftabgebende Motorwelle durch den hohlen Lagerzapfen des Pendelrahmens hindurchgeht; Motorwelle und Pendelrahmenlagerung liegen nämlich in gleicher Achse. Das ist die klarste und allgemein richtige Anordnung. Aber die Motorwelle muß eine genügende freie Länge haben, und das ist bei den Flugzeugmotoren in der Regel nicht der Fall. Vielmehr rückt man die fliegend auf der Welle sitzende Luftschraube natürlich immer möglichst nahe an das Wellenlager heran. Man müßte die Motorwelle also eigens für die Prüfung verlängern, und das bedeutet einen erheblichen Eingriff in die Konstruktion. Es entsteht die Gefahr von Drehschwingungen und Wellenbrüchen, zu deren Vermeidung der Motorerzeuger nicht mit Unrecht den Einbau eines sonst nicht nötigen Schwungrades verlangen kann. Vermutlich wäre dann auch noch ein Außenlager nötig, und so wird das anzurechnende Eigengewicht des Motors unsicher.

Das mußte unbedingt vermieden und die Einrichtung mußte so getroffen werden, daß man die Motoren ohne jede Aenderung genau so mit ihrer Schraube auf den Prüfstand setzen konnte, wie sie ins Flugzeug eingebaut werden. Um das zu ermöglichen, hilft man sich vielfach mit der Anordnung Fig. 3 und 4, wobei der Motor so hoch über den Pendellagern liegt, daß die Schraubenwelle frei darüber hinweggeht. Aber dadurch kann die Messung unter Umständen fehlerhaft werden, wenn nämlich, wie es leicht sein kann, die Schraubenflügel im oberen und unteren Teil ihres Umganges nicht den gleichen Luftwiderstand finden. Dann wirkt eine zusätzliche Kraft, welche die Messung fälscht, mit dem Hebelarm h auf den Pendelrahmen Der Einfluß dieser Fehlerquelle ist praktisch schwer festzustellen. Deshalb ist auch diese Anordnung unbefriedigend, obgleich sie mehrfach im Gebrauch ist, u. a. auch im Laboratorium des Automobilklubs von Frankreich, wo sie bei verschiedenen Flugzeugmotor-Wettbewerben benutzt wurde.

Fig. 3 und 4.

Pendelrahmen mit außerachsig gelagerter Schraubenwelle.

Die Lösung fand sich durch grundsätzliches Beibehalten der gleichachsigen Anordnung, wie bei Fig. 1; doch wurde die Pendellagerung durch eine Aufhängung ersetzt, welche die Umgebung der Drehachse vollständig frei läßt und dem Pendelrahmen doch keine andre Bewegung als die Drehung um die Achse gestattet, Fig. 5 und 6. Der den Motor aufnehmende Rahmen hängt mittels zweier Stangenpaare gelenkig an zwei hoch darüber liegenden, unter sich fest verbundenen gleicharmigen Hebeln, wovon der vordere (der Schraube zunächst liegende) als Wage ausgebildet ist. Auf den Rahmen wirkende Drehkräfte übertragen sich, wenn die Mitte des Rahmens festgehalten wird, auf die Wage. Die Aufhängung läßt außer der Drehung aber zunächst noch seitliche Pendelausschläge zu, wobei sich die Mitte des Rahmens auf einem Kreisbogen um das obere Lager bewegt. Diese Seitenbewegungen werden durch Querhalter verhindert, d. i. durch seitlich gelagerte doppelarmige Hebel und Zugverbindungen, welche ebenso wie der Wagebalken mit den Hängestangen die Rahmenmitte auf einem Kreisbogen festhalten, der den ersteren schneidet. Somit bleibt dem Rahmen nur die Drehung um seine Achse frei. Die Querhalter sind in verschiedenen Querebenen zur Motorachse und je paarweise ausgeführt, der Symmetrie wegen und vor allem, um nur mit Zugverbindungen durch den vom Schraubenstrahl bestrichenen Raum hindurch auszukommen. Nahe dem vorderen Rahmenende, wo der Motor steht, lassen sich Angriffstellen für die Querhalter schwer finden; um sicher zu gehen, sind dafür hinten in einigem axialen Abstande

Fig. 5 und 6.

Pendelrahmen mit gleichachsiger, aber freigelegter Lagerung der Schraubenwelle.

a Pendelrahmen *b* Wage *c* Querhalter *d* Angriffspunkte der Querhalter

2 Paare vorgesehen, so daß die Rahmenachse gegen seitliches Abweichen festgehalten ist. Da die Kreiselkräfte der Schraube ohnehin einem seitlichen Ausschwingen entgegenwirken, so wäre wahrscheinlich schon ein einziges Querhalterpaar hinten genügend[1]). Zu aller Sicherheit sind aber sogar vorn noch Hebel vorgesehen, von denen aus man von Fall zu Fall, je nach der Bauart des Motors, auch hier noch einen Querhalter herstellen kann. Die Querhalter haben, wie leicht ersichtlich, stets nur geringe Kräfte aufzunehmen. Deshalb kann die Reibung in ihren Gelenken nicht viel ausmachen. Uebrigens ist bei den starken Erschütterungen im Betrieb von Reibungseinflüssen überhaupt nicht viel zu befürchten.

gen an den auf dem Rahmen befindlichen Aufbau angeschlossen.

Der Bügel bleibt also wagerecht, auch wenn man den Rahmen um die hintere Aufhängung auf- oder abwärts schwenken läßt. Das geschieht nämlich, um den Motor in die verlangten Schrägstellungen zu bringen. Man entfernt dazu das vordere Hängestangenpaar und hängt den Rahmen, vorn an Seilen auf, die von 2 oben liegenden Rollen i herabkommen. Die Rollen sitzen auf einer oben quer durchgehenden Welle; man kann sie mittels Schneckentriebes durch das Handrad k, Fig. 7, drehen und so den Rahmen auf- und abschwenken, sogar während der Motor läuft. Dieser etwas kühne Versuch ist mit einem 120pferdigen

Fig. 7 und 8. Eingebauter Pendelrahmen mit Einzelheiten.
Maßstab 1 : 37,5.

a Pendelrahmen
b Wagebalken
c Hülfshebel

d_1 Lagerbock für c, e_1 Pfannen-Zugstück, f_1 Schalenschneide } für rechtsgängige Schrauben

d_2 Lagerbock für c, e_2 Pfannen-Druckstück, f_1 Schalenschneide } für linksgängige Schrauben

g Meßdose
h Oeldämpfung
i Seiltrommeln zur Schrägstellwinde
k Handrad zu dieser

Rechtsgängige Schrauben

$$P = Q_1 \frac{1000}{100} = 10\,Q_1$$

$$P = p\,f \frac{200}{100} = 2\,p\,f$$

Linksgängige Schrauben

$$P = Q_2 \frac{750}{300} = 2{,}5\,Q_2$$

$$P = p\,f \frac{600}{300} = 2\,p\,f$$

Bei Meßdose Nr.	1	2	3
mit Querschnitt von	10	5	2,5 qcm
ist P kg bezw. M mkg = . .	20 p	10 p	5 p

P und Q in kg; p in kg/qcm.

P wirkt am Hebelarm f von 1 m, also M mkg = P kg.

Die Gelenke der Hängestangen sind als Kreuzgelenke ausgebildet, Fig. 7 und 8, so daß der Rahmen auch in axialer Richtung Freiheit hat und man die Schubkraft der Schraube, oder wenn diese unabhängig angetrieben wird, den Luftwiderstand des Motors beobachten kann. Dazu dient der senkrechte Hebel in Fig. 8 links, der unten in ein Dämpfgefäß taucht, über dem Fußboden mit einem Zugmesser und oben in Richtung der Pendelachse durch Kugelgelenk mit einem Bügel verbunden ist; dieser ist durch zwei wagerechte Drehzapfen in der Verbindungslinie der hinteren Aufhängun-

[1]) Das hat sich bei den Vorversuchen sofort bestätigt.

Motor in vollem Gange anstandslos gelungen. Die Querhalter müssen die Schwenkbewegung natürlich mitmachen. Deshalb sind ihre Lager an Trägern befestigt, die sich ihrerseits um Zapfen in der Schwenkachse drehen können und vorn ebenso wie der Pendelrahmen an Seilen und Rollen hängen.

Die Anordnung der Drehkraftwage ist aus Fig. 7 ersichtlich. Um nicht zu große Gewichte bewegen zu müssen, ferner um bei rechts- und linksläufigen Motoren von derselben Seite des Prüfstandes her beobachten zu können, schließlich um die Wägung in beiden Fällen durch eine und dieselbe Druckmeßdose selbsttätig aufzeichnen zu lassen, ist

noch ein Zwischenhebel angeordnet. Durch einfaches Umsetzen seiner Drehpunktpfannen und durch Umtauschen seines Druck- und Zugehänges bewirkt man, daß die Kräfte an ihm stets im gleichen Sinne und in bezug auf die Meßdose auch stets im gleichen Verhältnis wirken. Die Gewichtschale wird beim Umwechseln etwas weiter nach außen gehängt; der Maßstab ändert sich dabei um das Vierfache, so daß Irrtümer ausgeschlossen sind. Die Wage ruht auf kräftigen eisernen Trägern, die quer über starke, fest im Boden verankerte Holzpfosten gelegt sind.

Als Anschlag zur Begrenzung der Rahmendrehungen und zugleich als Lagerbett für die Benzin- und Oelzuleitungen und dergl. dient ein hinter dem Rahmen quer an den Pfosten befestigter I-Träger. Einstellbare Muttern auf kräftigen, am Rahmen befestigten Bolzen geben ihm beliebige Bewegungsfreiheit. Zum Einbau des Motors und zu den Vorversuchen wird an den vorderen Pfosten ein ähnlicher Träger befestigt und der Rahmen auch vorn festgelegt.

Der Aufbau des Pendelrahmens trägt ein Blechgefäß mit Wasserstandzeiger, aus dem das Kühlwasser der Pumpe des Motors zufließt. Bestimmungsgemäß ist der Spiegel darin $1/2$ m über Wellenmitte zu halten. Durch das eine der beiden von oben eintauchenden Rohre wird ihm das Wasser stets im Ueberschuß zugeführt; ein von unten hineinragendes Ueberlaufrohr entfernt den Ueberschuß. Das mit Thermometer versehene Rohr führt zum Motor[1]).

Das oben ausfließende Wasser läuft durch ein Fallrohr nach dem seitlich belegenen Beobachtungsraum, in dem möglichst alle Meßgeräte angeordnet sind. Hier strömt es durch einen Wassermesser und dann entweder durch ein unter diesem Raum verlegtes Rippenrohr, oder unmittelbar nach dem Ansaugebehälter zurück, wobei ihm in einem T-Stück beständig etwas frisches, kaltes Wasser zugesetzt wird. Durch Regeln der Ventile in den mit »heiß« und »kalt« bezeichneten Leitungen kann man die vorgeschriebene Temperatur von 70° in dem Ansaugebehälter leicht herstellen und aufrecht erhalten. Zugleich wird die Abwärme zur Heizung des Beobachterraumes ausgenutzt, die man im Hinblick auf die vielstündigen Dauerversuche in den kältesten Wintermonaten unbedingt vorsehen mußte. Die Heizkörper können anderseits auch von einer Fernheizanlage her mit heißem Wasser versorgt werden, wenn ein luftgekühlter Motor läuft oder kein Motor im Gange ist. Von da aus wird auch schon vor Versuchsbeginn das Ansaugegefäß mit heißem Wasser gefüllt, so daß man den Beharrungszustand schnell erreicht.

Um Feuersgefahr von den hölzernen Versuchschuppen fern zu halten, ist der Benzinvorrat, aus dem der Motor gespeist wird, draußen auf freiem Felde gelagert. Die Fässer, deren Inhalt für einen ganzen Dauerversuch ausreicht (rd. 400 kg), stehen etwas überdacht auf Brückenwagen mitten zwischen den Schuppen, Fig. 11; ein elektrisches Signal zeigt

Fig. 9 und 10. Kühlwasserkreislauf.
Maßstab 1 : 50.

Fig. 11. Benzinmeßvorrichtung.

a Benzinbehälter auf Brückenwage
b Benzinzufuhrhahn
c Stickstoffflasche mit Druckminderventil
d Quecksilber-Sicherheitsventil
e Stichprobengefäß
f Filtergefäß
g Steigrohr
h Sperrhöhe
i Lufthahn
z Abzweigstelle

Die Gefäße und Leitungen sind der Deutlichkeit halber stark vergrößert.

Weiter oben sieht man 2 Gefäße, die nicht auf dem Pendelrahmen, sondern an dem festen Gerüst befestigt sind. In eines von ihnen ergießt sich das vom Motor kommende erwärmte Kühlwasser. Die Ausgußrohre ragen frei beweglich hinein. Da sie in der Ebene der Pendelachse liegen, hat der Rückdruck des Strahles keinen Einfluß auf die Drehkraftmessung. Das oberste Gefäß dient für die Dauerversuche mit vollem Betrieb; dabei ist die Ueberwindung einer Druckhöhe von 1 m vorgeschrieben. Bei stark verminderter Drehzahl können die kleinen Kreiselpumpen manchmal diese Druckhöhe nicht mehr überwinden. Deshalb ist noch das mittlere Gefäß vorhanden, und an Stelle des nach oben gehenden wird das strichpunktierte Ausgußrohr angesetzt. Dieses Gefäß ist so lang, daß es auch die vorgeschriebenen Schrägstellungen des Pendelrahmens zuläßt. Das Wasser kann daraus unmittelbar in das Ansaugegefäß abgelassen oder auch, wie aus dem oberen, durch ein quer zum Pendelrahmen seitwärts austretendes Rohr in den Kühlwasserkreislauf, Fig. 9 und 10, abgeleitet werden.

[1]) Beim Wettbewerb wird dieses Gefäß nicht benutzt, um jede Möglichkeit auszuschließen, daß der Wasserzufluß einmal nicht schnell genug folgen und die Motorkühlung gefährdet werden könnte. Dafür ist ein größeres, seitlich fest aufgestelltes Gefäß vorgesehen, und das Wasser geht zum Motor durch ein in der Pendelachse liegendes Schlauchstück. Die oberen Ausgußgefäße haben nach den Vorversuchen eine längere Form bekommen, weil das Wasser etwas herausspritzte.

im Beobachtungsraum an, wann die Wage einspielt. Die Gewichte sind in je 500 g geteilt. Man nimmt nach jedem Einspielen ein Stück fort und erhält so die Zeitabschnitte für je 5 kg, die ein 100pferdiger Motor in etwa 10 min verbraucht.

Das Benzin wird dem Vergaser durch ein Filtergefäß mit einem nach Wunsch einstellbaren Gefälle bis zu 2 m zugeführt. Dazu muß es um rd. 4 m gehoben werden, da der Motor etwa 2 m über dem Boden steht. Deshalb stehen die Benzinfässer mit einer Stickstoffleitung in Verbindung, die aus einer Flasche durch ein selbsttätiges, einstellbares Druckminderventil gespeist wird und durch ein Quecksilberstandglas gegen unzulässige Drucksteigerung geschützt ist.

Damit man die Benzinzufuhr im Beobachterraum unmittelbar vor Augen hat und auch ganz kurze Stichproben machen kann, ist über dem Filtergefäß noch ein Glaskolben e von 1 ltr Inhalt angebracht, der oben durch einen Hahn und ein gläsernes Standrohr mit der Außenluft verbunden werden kann. Der unterhalb des Hahnes einmündende Nebenanschluß von der Stickstoffleitung her bildet ein erweitertes Steigrohr, das mit Benzin gefüllt bleibt, worin aber das Gas emporsteigen kann, wenn es die Flüssigkeit um die unten gebildete kleine Sperrhöhe herabgedrückt hat.

Das tritt ein, wenn der Hahn in der Hauptleitung und auch der obere Lufthahn geschlossen ist, während der Motor läuft. Das Gas scheidet sich dann in der oberen Erweiterung des Steigrohres ab, und in dem Glaskolben wird bald der sinkende Benzinspiegel sichtbar, dessen Durchgang durch die oben und unten vorhandenen Marken man beobachtet. Danach öffnet man den Hahn in der Hauptleitung wieder; das Benzin steigt dann wieder in dem Stichprobengefäß empor bis zum Spiegelausgleich mit dem Steigrohr, und wenn man noch den Lufthahn oben öffnet, so entweicht das Gas, und das Benzin kann bis zu seinem freien Spiegel aufsteigen, den man also ständig beobachten kann.

Das Schmieröl fließt dem Motor oder seiner Pumpe aus einem seitlich aufgehängten Behälter zu; dieser enthält eine abgewogene Menge, deren Rest nachher zurückgerechnet wird.

mometer für Zufluß- und Abflußtemperatur bestimmt; Glasthermometer zum Nachprüfen befinden sich unmittelbar an den Meßstellen.

Schließlich sind einfache Federwagen zum Abwiegen der Axialschübe am Pendelrahmen vorhanden: eine stärkere für den Schraubendruck, eine schwache zur Bestimmung des Luftwiderstandes des Motors ohne Schraube.

Weiter gehören zu der Anlage infolge der besprochenen Bedingungen noch 2 selbständige Antriebmaschinen, die eine zur Bestimmung des Drehwiderstandes der Schraube allein, ohne Verbindung mit dem zu prüfenden Motor. Es ist dies eine Bremsdynamo mit drehbar gelagertem Magnetgestell, die als Motor läuft und das wirksame Drehmoment ganz ebenso wie der Pendelrahmen an einer ruhenden Wägevorrichtung angibt. Diese Maschinengattung hat sich für

Fig. 12 bis 14. Versuchsschuppen mit Motor-Prüfanlage.

Maßstab rd. 1 : 125.

a zu prüfender Flugzeugmotor
b dessen Luftschraube
c Pendelrahmen
d Wägevorrichtung zu diesem
e Dämpfung der Wage
f Querhalter
g Schub-Meßvorrichtung
h isoliertes Gestell
i Verschiebungswand (nur im Grundriß eingetragen)
k Kontroll-Elektromotor
l dessen Welle
m Hülfselektromotor
n von diesem durch Riemen getriebene Hülfs-Luftschraube (Zusatzgebläse) auf Hohlwelle

Zum eigentlichen Prüfstand gehört noch eine Meßdose (geschliffener Kolben in Druckölzylinder), verbunden mit selbstaufzeichnendem Manometer, wodurch die Drehmomente selbsttätig ausgewogen werden. Die Leitung kann durch Hähne jederzeit entleert oder gefüllt werden. Durch Entleeren kann man die Meßdose augenblicklich ausschalten, so daß die Gewichtschale benutzbar ist, mit der man die manometrische Wägung nachprüft. Dann kann man wieder Drucköl in die Meßdose einlassen und das Aufzeichnen fortsetzen.

Zum Aufzeichnen der Umlaufgeschwindigkeit der Motoren dienen 5 Fahrtschreiber einer neuen, sehr bemerkenswerten Bauart von Prof. Lynen (München), welche dieser unentgeltlich zur Verfügung gestellt hat. Das Gerät wird vom Motor durch ein Gelenkwellengetriebe mit eingeschalteter Kegelrad-Uebersetzung angetrieben. Die Räder sind derart austauschbar, daß die sehr verschiedenen Uebersetzungsverhältnisse ausgeglichen werden, welche im Motor vor dem Tachometerantrieb enthalten zu sein pflegen. Das ist schon deshalb notwendig, weil man sonst vielfach außerhalb des Meßbereiches sein würde, welches der Fahrtschreiber zuläßt. Zugleich werden Irrtümer vermieden: das Gerät verzeichnet immer die halbe Drehzahl der Motorwelle.

Außerdem treibt die Gelenkwelle durch ein kleines Schneckengetriebe einen Umlaufzähler, der die gesamten Umläufe während des ganzen Versuches zählt. Er zählt allerdings nur eine Drehung auf hundert der Motorwelle, was aber, da der Motor in den 7 Stunden rd. 500000 Umläufe macht, reichliche Genauigkeit gibt, um die mittlere Umlaufzahl einwandfrei zu berechnen.

Die Kühlwasserwärme wird durch einen Flügelradwassermesser und zwei selbstschreibende Quecksilber-Fernther-

solche Prüfungen vortrefflich bewährt. In der erforderlichen Größe (bis zu 150 PS) ist sie bisher in Deutschland allerdings nur einmal ausgeführt. Wie die Gesamtdarstellung der Versuchsanlage und des Schuppens, Fig. 12 bis 14, zeigt, ist die Bremsdynamo oder, wie sie der Verständlichkeit wegen genannt wird, der Kontroll-Elektromotor dem Prüfstand gegenüber an der entgegengesetzten Seite des Schuppens so aufgestellt, daß man die vom Versuchsmotor gelöste Schraube unter geringer axialer Verschiebung auf den Kegel aufsetzen kann, der sich am Ende der etwa 3 m langen, durch eine nachgiebige Kupplung an den Kontroll-Elektromotor angeschlossenen Zwischenwelle befindet. Die Schraube läuft also praktisch genau in der gleichen Lage wie beim eigentlichen Motorversuch, womit den oben erwähnten Forderungen Genüge getan ist, sofern es sich um einen stehenden Versuchsmotor handelt.

Umlaufmotoren müssen noch unabhängig in Drehung versetzt werden. Leerlauf mit eigener Kraft ist bei diesen Motoren meist nicht sicher möglich. Auch zum Antrieb fehlt eine Gelegenheit. Deshalb werden sie für diesen Versuch durch eine Nachbildung ersetzt, die ihre äußere Form, soweit erforderlich, nachahmt und durch einen dahinter auf dem Pendelrahmen aufgestellten Elektromotor in Drehung versetzt wird. Nach den bisherigen Schätzungen soll der Luftwiderstand dieser Motoren 10 vH oder mehr ihrer Leistung beanspruchen. Demnach muß dieser Elektromotor immerhin etwa 10 bis 20 PS leisten. Es wird dafür einer der sogleich zu erwähnenden Hülfs-Elektromotoren von 23 PS benutzt werden.

Bei manchen Umlaufmotoren ist aber die Schraube nicht vor, sondern hinter dem Motor an dessen Gehäuse befestigt, wovon man sich mit gutem Grund bessere Kraftausnutzung verspricht, weil der Motor in schwächerem Luftstrom auf der Saugseite der Schraube weniger Stirnwiderstand verursacht. In solchen Fällen wird der Motor oder seine Nachbildung auf die hohle Welle des Zusatzgebläses gesetzt, welches, wie erwähnt, zugunsten der luftgekühlten Motoren in den Bestimmungen vorgeschrieben war. Statt eines gewöhnlichen Gebläses, das kaum unterzubringen war, ist eine Luftschraube benutzt, welche gleichachsig mit der Schraube des Versuchsmotors auf hohler Welle sitzt. Die lange Welle des Kontroll-Elektromotors geht durch diese frei hindurch. Sie wird durch Riemen von einem seitlich stehenden Hülfs-Elektromotor angetrieben und sendet einen Luftstrom von etwa 20 m/sk Geschwindigkeit gegen den Versuchsmotor.

An Stelle dieser Hülfschraube wird also zur Nachprüfung der Einzeldrehkräfte bei den erwähnten Umlaufmotoren deren Nachbildung aufgesetzt und vom Hülfs-Elektromotor gedreht, während die Schraube des betreffenden Versuchsmotors dicht dahinter auf der Welle des Kontroll-Elektromotors läuft. Das bedingt allerdings eine größere axiale Verschiebung aus der Stellung des Hauptversuches. Der Einfluß wird aber nicht erheblich sein, da die Raumverhältnisse doch noch sehr ähnlich bleiben.

Die getroffene Anordnung erlaubt offenbar ohne weiteres auch die unmittelbare Kupplung des zu prüfenden Flugzeugmotors mit der Bremsdynamo. Man kann diese also auch als solche benutzen, wenn noch eine weitere Nachprüfung der Motorleistung erwünscht sein sollte.

Wie man sieht, waren ungewöhnlich große und verwickelte Einrichtungen nötig, um den gestellten Bedingungen in allem zu genügen. Die Anlage erschien fast ungeheuerlich, als es sich herausstellte, daß, um mit der großen Anzahl gemeldeter Motoren rechtzeitig fertig zu werden, mindestens 5 solcher Versuchstände nötig waren.

Die kostspieligste Versuchsmaschine, der Kontroll-Elektromotor, konnte schlechterdings nur in einer Ausführung beschafft werden. Damit man ihn rasch wechselnd in jedem der 5 Schuppen benutzen kann, ist ein Verschiebegleis gelegt, das geradlinig durch die 5 Schuppen hindurchführt, s. Fig. 15. Zum Verfahren dient ein kräftiger Wagen mit entsprechendem Aufbau, von dem man durch Nachlassen einfacher Druckschrauben den Motor auf die Böcke setzen kann; diese sind in jedem Schuppen vorhanden, Fig. 14, und zwischen sie wird der Wagen hineingefahren.

Der Kontroll-Elektromotor bedingte ferner eine umfangreiche Umformeranlage, die in dem Laboratorium untergebracht ist. Die Bremsdynamo beansprucht, wenn sie als Motor die erforderliche Leistung und Drehzahl erreichen soll, etwa 100 KW Gleichstrom von 440 V. Die Berliner Elektrizitäts-Werke liefern hochgespannten Drehstrom mit 6000 V in das Laboratorium; er wird in einem besonderen Raum auf 220 V transformiert und speist einen Drehstrommotor von 250 PS, der durch Riemen drei einzelne Gleichstromdynamos von je rd. 50 KW und 220 V treibt. Zwei davon werden in Reihe geschaltet und liefern die erforderlichen 100 KW bei 440 V. Die dritte Dynamo liefert Gleichstrom von 220 V zum Betriebe der Hülfs-Elektromotoren.

Große Vorkehrungen bedingte ferner die Rücksicht auf das Personal, das während der kältesten Wintermonate tagelang in den vom Schraubenwind mächtig durchspülten Schuppen arbeiten und u. a. die 7 stündigen Dauerversuche aushalten soll. Es mußte ein wenigstens etwas heizbarer Aufenthaltsraum unbedingt geschaffen werden. Dazu wird von der Niederdruckdampfheizung des Laboratoriums durch einen Wärmeaustauscher heißes Wasser geliefert, welches eine Pumpe durch die erwähnten Heizkörper treibt, die unter dem Fußboden des kleinen, allseitig verschalten Beobachtungsraumes liegen, von dem aus man durch Fenster den Motor beobachten kann. Eine Tür führt auf den unmittelbar davor liegenden Bedienungsstand. Anderseits führt eine Tür unmittelbar ins Freie. Unmittelbare Heizung der Schuppen verbot sich im Hinblick auf Feuersgefahr und die Nähe der großen Benzinmengen. Die Fernheizung ermöglicht es zugleich, die Motoren schon vor Beginn des Versuches mit warmem Kühlwasser zu versorgen und so die Arbeiten zu beschleunigen.

Fig. 15. Lageplan.

Das alles mußte innerhalb weniger Monate entstehen. Die Anstalt hat den zahlreichen Firmen, die bei dem Bau mitgewirkt haben, für besonders rasche Lieferungen und vielfach ungewöhnlich weit gehendes Entgegenkommen zu danken. Erwähnt sei in dieser Hinsicht besonders die Mitwirkung der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft, die das große Umformerwerk in überraschend kurzer Zeit leihweise zu liefern vermochte. Endgültig würde der erwähnte Riemenbetrieb dreier Dynamos durch einen großen Motor natürlich unzweckmäßig sein.

Von der Versuchsanstalt haben beim Entwurf und Bau der Anlage vor allem die Herren Dipl.-Ing. Seppeler und Steinitz zum Teil aufopfernd mitgewirkt.

Die Dachkonstruktion über dem neuen Gasbehälter in Berlin-Tegel.[1]

Von **A. Mecklenbeck,** Vorsteher des Statischen Bureaus der Städtischen Gaswerke Berlin.

(Schluß von S. 1810)

9) Berechnung der Z-Werte.

Die Berechnung der Werte μ, X', X, Y und Z erfolgte in der Zahlentafel 2 und bedarf nach den vorstehenden Ausführungen keiner weiteren Erklärung. Es ergibt sich:

$$\Sigma X \sin \alpha = 4{,}2286,$$

mithin $$H_y = 7{,}6394 - 4{,}2286 = 3{,}4108 \text{ t.}$$

Zahlentafel 2. Berechnung der Z-Kräfte.

Feld	μ	X'	$X = \mu X_1 + X'$	$X \sin \alpha$	$Y = \frac{H_y}{18} \sin \alpha$	$Z = X + Y$
1	1,0	—	0,0052	0,0005	0,0165	0,0218
2	3,06	—	0,0161	0,0042	0,0490	0,0651
3	5,3036	—	0,0278	0,0118	0,0801	0,1079
4	7,8654	—	0,0413	0,0237	0,1087	0,1500
5	10,8991	—	0,0572	0,0405	0,1340	0,1912
6	14,5868	—	0,0766	0,0627	0,1552	0,2318
7	19,1497	—	0,1005	0,0911	0,1717	0,2723
8	24,8616	—	0,1305	0,1260	0,1830	0,3136
9	32,0652	—	0,1683	0,1677	0,1888	0,3571
10	41,1927	—	0,2162	0,2154	0,1888	0,4050
11	52,7918	−0,00865	0,2685	0,2593	0,1830	0,4515
12	67,5583	−0,04275	0,3119	0,2827	0,1717	0,4836
13	86,3784	−0,11758	0,3859	0,2751	0,1552	0,4911
14	110,3812	−0,24630	0,3331	0,2356	0,1340	0,4671
15	141,0068	−0,43964	0,3006	0,1724	0,1087	0,4093
16	180,0929	−0,70618	0,2392	0,1011	0,0801	0,3193
17	229,9845	−1,05327	0,1540	0,0399	0,0490	0,2031
18	293,6752	−1,48848	0,0532	0,0046	0,0165	0,0697
19	374,9864	−2,02165	—	—	—	—

$$X_1 = -\frac{X'_{18} + X'_{19}}{\mu_{18} + \mu_{19}} = 0{,}0052495$$

$$\Sigma = 2{,}1143$$
$$\Sigma X \sin \alpha = 2 \cdot 2{,}1143 = 4{,}2286$$
$$H_y = 7{,}6394 - 4{,}2286 = 3{,}4108$$

Die Werte $Z = X + Y$ sind in Fig. 13 auf den zugehörigen Winkelstrahlen in Polarkoordinaten aufgetragen.

Es ist $$Z_{max} = Z_{13} = 0{,}491 \text{ t.}$$

Der punktierte Kreis zeigt zum Vergleich die im ersten Rechnungsgang angenommene Verteilung der Z-Kräfte nach dem Sinusgesetz.

Die wirklichen Spannkräfte sind allgemein:

$$S = \Sigma B S_b - \Sigma Z S_n,$$

und insbesondere:

a) Dachverband im $n$ten Feld:

$$S = - Z_n S_n;$$

b) Sparren n und Fußringstab $n+1$:

$$S = B_n S_b - Z_n S_n - Z_{n+1} S_{n+1} = B_n S_b - (Z_n - Z_{n+1}) S_n;$$

c) Auflagerkräfte des $n$ten Sparrens:

senkrecht: $$A_n = B_n S_b - (Z_n - Z_{n+1}) S_n,$$

wagerecht: $$L_n = (B_n - B_{n-1}) S_b - (Z_{n-1} + Z_{n+1}) S_{n-1} - Z_n S_n.$$

Fig. 13. Z-Kräfte.

———— Z-Kurve bei starrem Schlußring

—·—·— » unter Berücksichtigung der Formänderung des Schlußringes

– – – – » nach dem Sinusgesetz $\left(Z = \frac{H_b}{n} \sin \alpha\right)$

—··—··— » bei Fehlen eines biegungsfesten Schlußringes ($Z = \cos r \sin 2\alpha$)

10) Berechnung des Schlußringes.

Der Ring wird belastet durch die B- und Z-Kräfte, Fig. 14. Legt man einen Schnitt durch den Scheitel des Ringes und führt man die Ersatzkräfte X_a und X_b als statisch unbestimmte Größen ein, so lassen sich diese aus den Gleichungen

$$X_a = \frac{\Sigma S_0 S_a \frac{s}{F}}{\Sigma S_a^2 \frac{s}{F}}, \quad X_b = \frac{\Sigma S_0 S_b \frac{s}{F}}{\Sigma S_b^2 \frac{s}{F}}$$

ermitteln (vergl. Müller-Breslau, Neuere Methoden der Festigkeitslehre). Es bezeichnet

S_0 die Spannkräfte infolge der äußeren Lasten B und Z,
S_a die Spannkräfte infolge $X_a = -1$,
S_b die Spannkräfte infolge $X_b = -1$.

Die Querkraft an der Schnittstelle ist im vorliegenden Falle symmetrischer Belastung = 0. Die wirklichen Spannkräfte sind

$$S = S_0 - X_a S_a - X_b S_b.$$

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Brücken- und Eisenbau sowie Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 55 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Fig. 14.

Belastung des Schlußringes durch die B- und Z-Kräfte.

Für Vollbelastung wurde abweichend von der vorigen Rechnung als einzige statisch unbestimmte Größe die Spannkraft in den Vertikalen des Ringes berechnet.

Sämtliche Stab- und Auflagerkräfte wurden schließlich übersichtlich in Zahlentafel 3 zusammengestellt. Größere Werte als nach der ersten Berechnung ergaben sich nur für die Dachverbände und den Schlußring. Im ungünstigsten Falle beträgt hier die Beanspruchung 1100 kg/qcm und die Knicksicherheit nach der Eulerschen Formel $n = 4$. Wie bereits früher erwähnt, sind die zuerst gewählten Querschnitte für die Ausführung beibehalten worden.

11) Formänderungen der Kuppel bei Annahme eines starren Schlußringes.

a) Radiale Verschiebung der Schlußringpunkte b.

Es ist
$$E\,\delta_{nr} = E\,\Sigma\,S'\,\Delta\,s,$$
worin S' die Spannkräfte infolge einer radial gerichteten Kraft »Eins« bedeuten, Fig. 15 und 16. Die Zerlegung dieser Kraft in Richtung der Ringstäbe liefert die Komponenten $\frac{1}{2\sin\varepsilon}$, und es ergibt sich:
$$E\,\delta_{nr} = \frac{1}{2\sin\varepsilon}\left(E\,\delta_{n+1} - E\,\delta_n\right).$$

Es ist nach früheren Ermittlungen:
$$E\,\delta_n = E\,\delta_{0n} + Z_{n-1}\,b - Z_n\,a + Z_{n+1}\,b$$
$$= c\,(B_n - B_{n-1}) + Z_{n-1}\,b - Z_n\,a + Z_{n+1}\,b$$
$$E\,\delta_{n+1} = c\,(B_{n+1} - B_n) + Z_n\,b - Z_{n+1}\,a + Z_{n+2}\,b,$$
mithin:
$$E\,\delta_{nr} = \frac{1}{2\sin\varepsilon}\left[c\,(B_{n-1} - 2\,B_n + B_{n+1}) + a\,(Z_n - Z_{n+1})\right.$$
$$\left. + b\,(-Z_{n-1} + Z_n - Z_{n+1} + Z_{n+2})\right] \quad . \quad (11).$$

Anderseits war die Verschiebung des Schlußringes in der Windrichtung gefunden zu
$$E\,\xi = -\frac{H_y}{18}\,(2\,b\cos 2\,\varepsilon - a).$$

Nach Einsetzung der Werte ergibt sich bei einseitiger Belastung ($B = 1$):
$$E\,\xi = -\frac{3{,}411}{18}\,(2\cdot 3039\cos 10^0 - 6266) = 53{,}12,$$
und mit $E = 2150$ t/qcm:
$$\xi = \frac{53{,}12}{2150} = 0{,}25 \text{ cm};$$
bei einer Belastung von 100 kg/qm:
$$\xi = 13{,}2\cdot 0{,}25$$
$$= 3{,}3 \text{ cm}.$$

Fig. 15 und 16.

Radiale Kraft »Eins« im Punkte b.

Zur Prüfung der Rechnung wurde dieser Wert noch nach Gl. (11) bestimmt.

b) Senkrechte Verschiebungen der Schlußringpunkte b.

Es ist
$$E\,\delta_{nr} = E\,\Sigma\,S'\,\Delta\,s,$$
worin S' die Spannkräfte infolge der senkrecht gerichteten Kraft »Eins« bedeuten, Fig. 17. Diese Kraft wird zerlegt in
$$\frac{1}{\sin\varphi} \text{ und } \frac{1}{\operatorname{tg}\varphi}.$$

Fig. 17.

Senkrechte Kraft »Eins« im Punkte b.

Zahlentafel 3.
Zusammenstellung der Stabkräfte.

	Stab	ständige Last = 100 kg/qm $S_g = 13{,}2\,S_1$	Schneelast = 75 kg/qm $S_s = 9{,}9\,S_1$	Windlast senkrecht zur Dachfläche = 48 kg/qm	einseitige Belastung aus Schnee und Wind = 100 kg/qm	S_{max}
Bindersparren	O_1'	−31,0	−23,2	−14,1	—	−68,3
	O_1	−31,0	−23,2	−14,3	—	−68,5
	O_2	−30,6	−22,9	−14,3	—	−67,8
	O_3	−30,6	−22,9	−14,7	—	−68,2
	O_4	−29,7	−22,2	−14,4	—	−66,3
	O_5	−29,7	−22,2	−14,8	—	−66,7
	O_6	−27,4	−20,6	−13,9	—	−61,9
	O_7	−27,4	−20,6	−14,1	—	−62,1
	O_8	−24,6	−18,5	−12,8	—	−55,9
	O_9	−24,6	−18,5	−12,9	—	−56,0
	U_1'	+15,4	+11,6	+ 8,9	—	+35,9
	U_1	+14,4	+10,8	+ 8,2	—	+33,4
	U_2	+14,6	+11,0	+ 8,3	—	+33,9
	U_3	+15,2	+11,4	+ 8,6	—	+35,2
	U_4	+15,5	+11,7	+ 8,8	—	+36,0
	U_5	+14,5	+10,9	+ 8,4	—	+33,8
	U_6	+14,8	+11,1	+ 8,5	—	+34,4
	U_7	+12,6	+ 9,5	+ 7,4	—	+29,5
	U_8	+13,3	+10,0	+ 7,7	—	+31,0
	U_9	+12,8	+ 9,6	+ 7,4	—	+29,8
	V_1'	− 0,86	− 0,64	− 0,6	—	− 2,10
	V_1	− 2,30	− 1,73	− 1,3	—	− 5,33
	V_2	− 1,78	− 1,34	− 1,0	—	− 4,12
	V_3	− 1,25	− 0,94	− 0,7	—	− 2,89
	V_4	− 1,32	− 1,00	− 0,8	—	− 3,12
	V_5	− 0,79	− 0,59	− 0,35	—	− 1,73
	V_6	− 1,05	− 0,79	− 0,60	—	− 2,44
	V_7	− 1,25	− 0,94	− 0,74	—	− 2,93
	V_8	− 0,73	− 0,54	− 0,40	—	− 1,67
	D_1	+ 1,32	+ 0,99	+ 0,90	—	+ 3,21
	D_2	+ 0,73	+ 0,55	+ 0,40	—	+ 1,68
	D_3	+ 0,46	+ 0,35	+ 0 30	—	+ 1,11
	D_4	− 0,59	− 0,45	− 0,40	—	− 1,44
	D_5	+ 1,25	+ 0,94	+ 0,54	—	+ 2,73
	D_6	− 1,38	− 1,04	− 0,80	—	− 3,22
	D_7	+ 1,98	+ 1,48	+ 1,1	—	+ 3,56
	D_8	− 1,38	− 1,04	− 0,78	—	− 3,20
Fußring	T	+75,8	+56,8	—	30.3	+132.4
Schlußring	O	−59,5	−44,7	—	−59,4	−118,9
	U	−17,3	−13,0	—	−21,1	− 38.4
	D	+ 1,98	+ 1,48	—	+12,5	+ 14.5
	V	− 6,0	− 4,5	—	−11,9	− 17,9
	V'	− 2,9	− 2,18	—	− 2,64	− 5.54
Dachverband	V_1	—	—	—	− 1,94	—
	V_2	—	—	—	− 2,40	—
	V_3	—	—	—	− 3,18	—
	V_4	—	—	—	− 3,88	—
	V_5	—	—	—	− 4,80	—
	D_1	—	—	—	+ 2,72	—
	D_2	—	—	—	+ 3,63	—
	D_3	—	—	—	+ 5,70	—
	D_4	—	—	—	+ 5,32	—
	D_5	—	—	—	+ 7,10	—
	D_6	—	—	—	+11,5	—
Auflagerdrücke	A	12,7	9,5	—	9.3	22.2
	L	—	—	—	0,86	0,86

Der Beitrag von $\frac{1}{\operatorname{tg}\varphi}$ ist
$$\frac{1}{\operatorname{tg}\varphi}\,E\,\delta_{nr}.$$

Bezeichnet man die Spannkräfte infolge $\frac{1}{\sin\varphi}$ mit $\bar{S}$ und setzt man weiter
$$\Sigma\,\bar{S}\,S_b\,\frac{s}{F} = d \quad\text{und}\quad \Sigma\,\bar{S}\,S_n\,\frac{s}{F} = e,$$

so wird $$E\,\delta_{nv} = \frac{E\,\delta_{nr}}{\mathrm{tg}\,\varphi} + B_n\,d - (Z_n - Z_{n+1})\,e \quad . \quad (12)$$

Mit den Werten $d = 545$, $e = 1753$ ergeben sich die größten Senkungen des Schlußringes

α) aus ständiger Last ($B = 13{,}2$ t):

$$\delta = \frac{13{,}2 \cdot 545}{2150} = 3{,}35 \text{ cm}.$$

β) aus gleichmäßiger Schneelast ($B = 9{,}9$ t):

$$\delta = \frac{9{,}9 \cdot 545}{2150} = 2{,}51 \text{ cm},$$

γ) aus einseitiger Belastung von 100 kg/qm:

$$\delta_{18} = \frac{13{,}2}{2150}\left(\frac{53{,}12}{0{,}4184} + 545 - 2 \cdot 0{,}0697 \cdot 1753\right) = 2{,}63 \text{ cm}.$$

Die größte Senkung beträgt mithin:

$$\delta_{18\,max} = 3{,}35 + 2{,}63 = 5{,}98 \text{ cm}.$$

12) Berücksichtigung der Formänderung des Schlußringes.

Für Vollbelastung durch Schnee (175 kg/qm im ganzen) wurde die Zusammendrückung des Schlußringes berechnet zu

$$2 \cdot 0{,}34 = 0{,}68 \text{ cm};$$

die zusätzliche Senkung hieraus beträgt $$\delta_v = \frac{0{,}34}{\mathrm{tg}\,\varphi} = 0{,}81 \text{ cm}.$$

Nun ist zu beachten, daß die Z'-Kräfte in Wirklichkeit geringer sein werden, da durch ihre Rückwirkung auf den Schlußring dessen Formänderung selbst in gewissem Grade vermindert wird. Mit Rücksicht darauf wurde mit dem Wert

$$C = 0{,}05$$

gerechnet. Fig. 13 zeigt die Vereinigung der Kräfte

$$Z' = C \sin 2\,\alpha_n$$

mit den früher ermittelten Z-Kräften. Es ist

$$Z_{max} = 0{,}538.$$

Der durch die Vernachlässigung der Formänderungen des Schlußringes begangene Fehler beträgt demnach im ungünstigsten Falle rd. 10 vH. In Fig. 13 sind ferner die Z-Kräfte angegeben, die entstehen würden, wenn der Schlußring nicht biegungsfest, sondern in den Knotenpunkten gelenkartig verbunden wäre. Die Zerlegung der Kräfte B in Richtung der Ringstäbe liefert für diesen Fall der offenen Kuppel die Werte:

$$Z_n = \frac{1}{2 \sin \varepsilon}(\cos^2 \beta_n - \cos^2 \beta_{n-1}) = \cos \varepsilon \sin 2\,\alpha_n.$$

Ein Vergleich der Z-Kurven läßt deutlich die günstige Wirkung des biegungsfesten Schlußringes auf die Kräfteverteilung in den Dachverbänden erkennen. Weiter ist ersichtlich, daß die wirklichen Z-Kräfte gegenüber denjenigen der ersten Annahme (Verteilung nach dem Sinusgesetz) wesentliche Abweichungen zeigen, welche in erster Linie auf das einseitige Nachgeben des Fußringes auf der belasteten Dachseite zurückzuführen sind. Dennoch wird man, namentlich bei steileren Kuppeln dieser Art, wo die Nachgiebigkeit des Fußringes nicht so sehr ins Gewicht fällt, mit der Verteilung nach dem Sinusgesetz rechnen können.

Fig. 19 bis 22 Auflager des Fußringes.
Maßstab 1 : 25.

Fig. 18.
Ovale Formänderung der offenen Kuppel in der Schlußringebene durch eine Belastung $B = -\cos 2\,\beta$.

Bei einseitiger Belastung nimmt der Schlußring unter den B- und Z-Kräften eine fast regelmäßig elliptische Form an. Der Verschiebungsplan ergab für den Zustand $B = 1$ eine Zusammendrückung des Ringes in der Windrichtung $= 0{,}08$ cm; bei einer Belastung von 100 kg/qm also:

$$0{,}08 \cdot 13{,}2 = 1{,}06 \text{ cm}.$$

Um einen Anhalt dafür zu haben, welcher Fehler bei Ermittlung der Z-Kräfte durch die Annahme eines starren Schlußringes begangen wurde, hat man den Einfluß einer regelmäßigen ovalen Formänderung des Ringes auf die Z-Kräfte ermittelt. Eine entsprechende Formänderung der offenen Kuppel wird in einfachster Weise durch eine Gruppe radial gerichteter Kräfte $B = -\cos 2\,\beta$ erzeugt gedacht, Fig. 18. Durch Zerlegung in Richtung der Ringstäbe ergeben sich die Kräfte $Z' = C \sin 2\,\alpha$, worin C einen Festwert bedeutet, welcher im vorliegenden Fall aus der Bedingung bestimmt wurde:

$$\delta_{18} = \frac{0{,}08}{2} = 0{,}04 \text{ cm}.$$

Es ist nach Gl. (11)

$$E\,\delta_{18r} = 2150 \cdot 0{,}04 = \frac{1}{2 \sin \varepsilon}\left[2\,Z_{18}'\,(a + b) - 2\,Z_{17}'\,b\right]$$

$$= \frac{C}{\sin 5^0}\left[\sin 10^0\,(a + b) - \sin 30^0\,b\right],$$

woraus folgt: $$C = 0{,}0778.$$

13) Bauliche Einzelheiten, Aufstellung.

Die Figuren 19 bis 22 zeigen den Anschluß des Bindersparrens an den Fußring und die Auflagerausbildung. Die Gleitplatte ist senkrecht zu einem Fußringstab geführt. Der Anschluß des Sparrens an den Schlußring ist in Fig. 23 bis 25 wiedergegeben. Die Figuren zeigen auch die bauliche Durchbildung des Schlußringes und der Verspannung zwischen den Endvertikalen der Laternenbinder. Das Dach wurde aufgestellt, nachdem das Becken mit der inneren Ringmauer fertiggestellt und die Hauswände bis zur Höhe

von 13 m über Gelände mittels Stangenrüstung aufgeführt waren. Zunächst wurde der Schlußring auf einem eisernen Gerüstturm von 15 m Höhe zusammengebaut und mittels untergelegter Keile genau eingewogen. Gleichzeitig wurde der Fußring auf hölzerne Kreuzlager aufgesetzt und in einigen Stößen leicht geheftet. Die Binder wurden in einem Stück mittels Standbaumes von einer 6 m über Gelände gelegenen Arbeitsbühne aus eingebaut, und zwar in der Weise, daß zunächst ein in einer Ebene liegendes Binderpaar aufgestellt und der Dachverband eingezogen wurde. Von diesen Stellen ausgehend, arbeiteten gleichzeitig zwei Arbeitergruppen an dem Einbau der übrigen Binder und Dachverbände. Nachdem der Schlußring und der Fußring vernietet waren, wurden die Keile unter dem Schlußring herausgeschlagen und dann erst die Dachverbände von Hängerüstungen aus vernietet. Die Verbände waren bis dahin nur leicht geheftet, um Anfangspannungen tunlichst zu vermeiden. Das Gesamtgewicht der Dachkonstruktion beträgt einschließlich der gußeisernen Auflagerplatten rd. 250 t, d. h. nur 47 kg auf 1 qm Grundrißfläche. Der Entwurf stammt vom Statischen Bureau der Gaswerke und ist von Belter & Schneevogl, Berlin-Wittenau, ausgeführt worden.

Fig. 25. Stoß des Schlußringes.

Maßstab 1 : 25.

Fig. 23 und 24.

Anschluß des Sparrens an den Schlußring.

Maßstab 1 : 25.

14) Bauvorgang und Beförderung der Baustoffe bei der Herstellung der Gebäudewände.

Während, wie bereits erwähnt, der untere Teil der Hauswand mittels Stangenrüstung errichtet wurde, wurde nach beendeter Aufstellung des Daches die Mauerrüstung an der Dachkonstruktion aufgehängt und mit dieser durch hydraulische Pressen nach jedesmaliger Fertigstellung von 1 m Mauerwerk Zug um Zug gehoben, Fig. 26 bis 28. Diese Bauart ist bei mehreren älteren Berliner Behältern bereits früher angewandt worden, und zwar zuerst im Jahr 1888 (vergl. die ausführliche Beschreibung von Reißner im Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1889). Die vorhandene Druckwasser-Einrichtung ist auch bei diesem Neubau wieder verwandt worden, nur mit dem Unterschiede, daß die durch ein Hanfseil gekuppelten Steuerungsspindeln der Pressen nicht mit der Hand, sondern durch einen Elektromotor angetrieben wurden, um den Hubvorgang zu beschleunigen. Die Baustoffe wurden bei den früheren Behälterbauten durch einfache Hebewerke befördert, welche in drei außerhalb des Hauses errichteten hölzernen Rüstungstürmen untergebracht waren. Für den Neubau mit seinen gewaltigen Abmessungen reichten diese Einrichtungen bei weitem nicht aus. Deshalb wurden drei elektrisch betriebene doppeltrümige Aufzüge beschafft und in den Treppentürmen, welche mit den Hauswänden aufgemauert wurden, untergebracht, Fig. 28. Die obere Verlängerung dieser Turm-Fahrschächte bildete ein eiserner Gerüstkorb, der an der Dachkonstruktion befestigt war und bis zur Arbeitsrüstung herabreichte, und in dem die oberen Seilrollen, die Türen, Aufsatzvorrichtungen und Verriegelungen untergebracht waren. Die in den Türmen befestigten Leitschienen waren am oberen Ende im Gerüstkorb in Gleitbacken geführt und wurden mit fortschreitender Bauhöhe nach Bedarf verlängert.

Fig. 29. Zustand während des Baues.

Fig. 26 bis 28.

Hängerüstung und Anordnung der Bauaufzüge in den Treppentürmen.

Maßstab 1 : 250.

Wasserbehälter
Druckwassenwinde
Handwinde
Rüstung zum Zusammenbau der Galerien und der Ringe
4200
4200
4200
4200
5500
5000
35,30
elektrische Winde

Vor dem jedesmaligen Heben des Daches um 4 Klotzhöhen = etwa 1 m wurden die Aufzüge außer Betrieb gesetzt. Die außerhalb des Hauses aufgestellten Winden waren mit geteilten, gegeneinander verstellbaren Seiltrommeln versehen, welche die genaue Einstellung der Fahrkörbe bündig mit den Anschlußgleisen nach der Hebung ermöglichten. Ferner waren in Höhe der oberen Arbeitsbühne Aufsatzvorrichtungen und an der unteren Zufahrtstelle federnde Schleppschienen vorgesehen. Die geringste Förderhöhe betrug 13 m, die größte 64 m, die Hubgeschwindigkeit bei einer Leistung des Motors von 16 PS rd. 1 m/sk. Die Tragkraft eines Fahrkorbes betrug 600 kg. Mit den Aufzügen waren Fernsprecher zur Verständigung mit den Maschinisten verbunden. Das Turmmauerwerk vor der oberen Fahrstuhlöffnung wurde von einer zweiten Hängerüstung aus nachgeholt. Neben den Aufzügen waren in den Treppentürmen Leitergänge eingebaut. Fig. 29 zeigt ein Bild während der Bauausführung. Die Unterkunftbuden für die Maurer und Arbeiter sowie eine Abortanlage waren auf der Dachkonstruktion errichtet, so daß die Leitergänge nur vor und nach der Arbeitszeit benutzt zu werden brauchten.

Nachdem das Dach auf die endgültige Höhe gebracht auf die Auflager abgesetzt und eingedeckt waren, wurden die Aufzüge beseitigt und die eisernen Treppen in die Türme eingebaut.

15) Weiterer Beitrag zur Berechnung von Sparrenkuppeln.

Einige weitere Ausführungen über das angewandte Raumsystem »Sparrenkuppel mit biegungsfestem wagerechtem Schlußring« mögen hier am Platze sein. Dieses Kuppelsystem zeichnet sich durch große Steifigkeit, geringes Gewicht und einfache Konstruktion, Aufstellung und Berechnung aus und dürfte namentlich dort mit Erfolg angewendet wer-

den, wo starke einseitige Belastungen auftreten. Fig. 30 und 31 stellen eine achtseitige Kuppel gleicher Bauart dar, bei welcher die oberen Sparrengurtungen, zwischen denen die Dachverbände angeordnet sind, eine mehrfach gebrochene Linienführung zeigen. Der Innenraum der Laterne ist hier von jeder Konstruktion freigehalten. Der Schlußring erfährt bei seiner großen Konstruktionshöhe so geringe Formänderung, daß er für die Berechnung unbedingt als starr angesehen werden darf. Auch begeht man bei diesen steileren Kuppeln keinen wesentlichen Fehler, wenn man die Abstützung des Schlußringes gegen die Dachverbände, d. h. die Verteilung der Z-Kräfte, nach dem Sinusgesetz annimmt.

Im übrigen gestaltet sich die Berechnung bei gebrochener Linienführung der oberen Gurtung zweckmäßig wie folgt: Man denke sich wie früher den Schlußring von dem Raumfachwerk getrennt und verfolge an der so entstandenen offenen, statisch bestimmten Kuppel zunächt den Einfluß einer von dem Schlußring auf irgend ein Sparrenfeld ausgeübten Angriffskraft Z, Fig. 31 und 32.

Fig. 30 bis 32.

Achtseitige Sparrenkuppel mit wagerechtem Schlußring.

Aufriß und Grundriß.

Die im Feld λ_1 durch den Dachverband auf die benachbarten Bindersparren übertragenen Kräfte S_1 berechnen sich aus der Gleichung

$$S_1 \cos\alpha_1 = Z \frac{\lambda_1}{e_1} \sec\varphi = Z n_1,$$

wenn $\frac{\lambda_1}{e_1}\sec\varphi = n_1$ gesetzt wird.

Auf das folgende Feld λ_2 wird die Angriffskraft

$$V = Z - 2\sin\varphi\, S_1\cos\alpha_1 = Z\left(1 - 2\,\mathrm{tg}\,\varphi\,\frac{\lambda_1}{e_1}\right)$$

übertragen. Ebenso ergibt sich:

$$S_2\cos\alpha_2 = V\frac{\lambda_2}{e_2}\sec\varphi = Z n_2,$$

worin

$$n_2 = \frac{\lambda_2}{e_2}\sec\varphi\left(1 - 2\,\mathrm{tg}\,\varphi\,\frac{\lambda_1}{e_1}\right).$$

Das Gleichgewicht an den Sparren wird hergestellt, indem man die Reaktionen anbringt:

$$B_z = S_1\cos\alpha_1\frac{h_1}{h_0} + S_2\cos\alpha_2\frac{h_2}{h_0} = Z\left(n_1\frac{h_1}{h_0} + n_2\frac{h_2}{h_0}\right).$$

Das Sparrenfeld ist demnach unter der Kraftgruppe Z, B_z für sich im Gleichgewicht. Als Ersatz der Kräfte Z und B_z führt man zweckmäßig die Kraftgruppe T ein, die aus der Einzelkraft T und dem Moment μT, Fig. 33 und 34, besteht. Es ist dann

$$T = Z - 2 B_z \sin\varphi$$

$$\mu T = Z\lambda_0,$$

mithin

$$\mu = \frac{Z\lambda_0}{T} = \frac{\lambda_0}{1 - 2\sin\varphi\left(n_1\frac{h_1}{h_0} + n_2\frac{h_2}{h_0}\right)}.$$

Fig. 33.

Angriff eines Sparrenfeldes durch die Kraft Z.

Fig. 34.

Ersatz der Kräfte Z und B_z durch die Kraftgruppe T.

Der Festwert μ ist nur abhängig von den Abmessungen der Kuppel; er ist nach vorigem so bestimmt, daß bei offener Kuppel das Sparrenfeld unter der Kraftgruppe T für sich im Gleichgewicht ist, sämtliche übrigen Stäbe also spannungslos sind. Die Verteilung der Z- und T-Kräfte kann, wie gesagt, nach dem Sinusgesetz angenommen werden. Die Durchführung der genaueren Rechnung bietet jedoch bei Annahme eines starren Schlußringes auch hier keine Schwierigkeiten und gestaltet sich wie früher, wenn wieder als statisch bestimmtes Hauptsystem »die durch die B-Kräfte gestützte offene Kuppel« angesehen wird und als statisch unbestimmte Größen die Kraftgruppen T eingeführt werden, Fig. 35. Der Schlußring wird wie die offene Kuppel durch die Kräfte B und die Kraftgruppen T belastet, Fig. 36. Man erkennt noch aus dem Ausdruck für B_z, daß für den früher untersuchten Fall gerader Sparrengurtung $B_z = 0$, mithin $T = Z$ und $\mu = \lambda_0$ ist.

Zerlegung der Kraft Z im Feld λ_1.

Wird der Schlußring nicht biegungsfest ausgeführt, so daß er bei seiner Herausnahme aus dem Kuppelsystem für sich eine Gelenkkette bildet, so ist die Kuppel statisch bestimmt. Das obige Rechnungsverfahren kann auch hier mit Vorteil angewandt werden. Die T-Kraftgruppen sind dann statisch bestimmte Größen, welche leicht nach dem Satz der virtuellen Verrückungen aus der Bedingung zu berechnen sind, daß die Schlußring-Gelenkkette unter der Einwirkung der B-Kräfte und der T-Kraftgruppen im Gleichgewicht sein muß. Es empfiehlt sich, den Schlußring stets biegungsfest auszubilden, um zu große Stabkräfte zu vermeiden. Bezüglich der Anordnung der Dachverbände ist noch folgendes zu bemerken: In den Berechnungen war vorausgesetzt, daß

Fig. 35.

Zustand $T = -1$.

Fig. 36.

Belastung des Schlußringes durch die B- und T-Kräfte.

die Dachverbände auf die Bindersparren nur Kräfte in Richtung der oberen Gurtungen übertragen, daß sie demzufolge bei gleichmäßiger Belastung der Kuppel spannungslos sind und nur bei einseitiger Belastung zur Abstützung des Schlußringes dienen. Diese Voraussetzung kann konstruktiv dadurch erfüllt werden, daß die Verbände entweder einseitig querbeweglich an die Sparrengurtungen angeschlossen oder in benachbarten Feldern gegeneinander versetzt werden. Es erscheint indessen unbedenklich und zur Erzielung einer

größeren Steifigkeit sogar empfehlenswert, in allen Fällen feste Anschlüsse auszuführen, wie das auch bei der Tegeler Kuppel geschehen ist.

Zusammenfassung.

Nach einigen allgemeinen Angaben über den Neubau des großen Gasbehälters in Berlin-Tegel wird die eigenartige eiserne Dachkonstruktion des Behältergebäudes von 76 m Spannweite in ihrer Berechnung und baulichen Durchbildung ausführlich behandelt. Daran schließen sich Angaben über den Bauvorgang und die Bewegung der Baustoffe bei der Herstellung der Gebäudewände. Zum Schluß folgt ein Beitrag zur Berechnung von Sparrenkuppeln mit biegungsfestem wagerechtem Schlußring.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau.[1]

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Münzinger** in Charlottenburg.

(Schluß von S. 1824)

Wärmeausnutzung und Platzbedarf verschiedener Kesselbauarten.

In Zahlentafel 2 ist eine größere Zahl von Versuchen an Dampfkesselanlagen, die zum Teil schon anderweitig veröffentlicht worden sind, zusammengestellt, um im Verein mit Fig. 56 ein ungefähres Bild über die heutige Wärme- und Grundflächenausnutzung von Dampferzeugern verschiedener Bauarten zu geben. Es sei aber nachdrücklich darauf hingewiesen, daß es falsch wäre, an Hand dieser Zusammenstellung, die immer nur eine beschränkte Zahl von Versuchen bringen kann, einen Vergleich über die Güte der Erzeugnisse verschiedener Firmen anzustellen. Gerade die Wirkungsgrade von Dampfkesseln sind sehr von gewissen Zufälligkeiten abhängig; neben der Geschicklichkeit des Heizers kann vor allem verschiedener Heizwert und Aschen- und Wassergehalt eines Brennstoffes bei zwei Kesseln derselben Größe und Güte erhebliche Unterschiede in der Wärmeausnutzung hervorrufen[1]; endlich ist bei Versuchen häufig nicht die Kohle zu bekommen, für welche der Rost gebaut ist. Aus diesen Gründen ist es auch verfehlt, Rekordzahlen allzu große Bedeutung beizumessen; wenn sie auch ein Zeichen zweckmäßiger Abmessungen des Kessels sind, so können sie im normalen Betrieb und von gewöhnlichen Heizern meist überhaupt nicht erreicht werden.

Fig. 56.

Grundflächenausnutzung verschiedener Kesselbauarten.

kg Dampferzeugung auf 1 qm Grundfläche — stündl. Dampferzeugung kg

- w Zweikammer-Wasserrohrkessel
- s Steilrohrkessel
- h Doppelkessel: unten Flammrohre, oben Heizrohre
- f Doppelkessel: unten Flammrohre, oben Flammrohre
- z Zweiflammrohrkessel
- d Dreiflammrohrkessel

Um eine einheitliche Bestimmung der Verdampfungszahlen und der Wirkungsgrade zu ermöglichen, wurde der Wärmeinhalt des überhitzten Dampfes mit der bekannten Mollierschen Formel[2] $i = 594{,}7 + 0{,}477\, t - Jp$ berechnet; der Wärmeinhalt von Normaldampf (Dampf von 1 at und 100° C) wurde zu 639,3 WE/kg angenommen. Durch diese Umrechnung wurden besonders ältere Versuche, die zum Teil noch mit konstanter spezifischer Wärme berechnet waren, beeinflußt, indem der Wärmeinhalt des überhitzten Dampfes und der Wirkungsgrad des Dampfkessels höher ausfielen, als sie in den ursprünglichen Protokollen verzeichnet waren.

Um in der Heizflächenbeanspruchung gleichfalls einheitliche Verhältnisse zu schaffen, wurde neben der Brutto-Heizflächenbeanspruchung noch die auf 1 qm Heizfläche erzeugte Menge Normaldampf berechnet, bezogen auf die Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Kessel und die dem Kesseldruck entsprechende Sättigungstemperatur. Dies war nötig, da sonst Kessel mit großen Rauchgasvorwärmern und reichlich bemessenen Ueberhitzern zu günstig abschneiden würden.

Es ergibt sich nun aus Zahlentafel 2 ungefähr das durch Zahlentafel 3 dargestellte Bild.

In den höchsten erreichbaren Wirkungsgraden sind sich somit die verschiedenen Kesselbauarten ungefähr gleich; der Unterschied gegenüber älteren Kesselkonstruktionen besteht vor allem darin, daß auch bei erheblich gesteigerter Heizflächenbeanspruchung noch eine vorzügliche Wärmeausnutzung erreicht wird, welche die besten Wirkungsgrade älterer Wasserrohrkessel, die früher nur bei geringer spezifischer Dampfleistung erzielt werden konnten, um mehrere Prozente übersteigt. Auffallend ist der günstige Gesamtwirkungsgrad von Kessel und Vorwärmer bei den Hochleistungskesseln, die in bezug auf Wärmeverluste durch Ausstrahlung und Wärmeleitung ganz besonders gut abschneiden; bei ihnen wird durch das starke Heranziehen

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfkessel) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 90 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[1] Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 22.

[2] Des Ingenieurs Taschenbuch »Hütte«, 21. Aufl. I. Teil, S. 438 und 440.

Zahlentafel 2. Zusammenstellung von Versuchs-

Versuchsnummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Bauart	**Großwasserraumkessel**					**normale Zweikammer-Wasserrohrkessel**			
Erbauer	Wiedenfeld & Co.	H. Paucksch	?	J. Piedboeuf	Sächsische Maschinenfabrik	MAN	Walther & Co.	Babcock & Wilcox	L. & C. Steinmüller
Datum des Versuches	9. 7. 09	31. 5. 01	24. 10. 04	6. 10. 06	?	26. 2. 03	29. 6. 09	25. 8. 09	1909
Leiter des Versuches	R. Schröder	Prof. Lewicki	Verein für Rauchbekämpfung Hamburg	Eberle	Sächs. Dampfk.-Rev.-V.	Bayer. Rev.-V.	Dampfk.-Rev.-V. Berlin	Verein für Rauchbekämpfung Hamburg	P. Fuchs
Aufstellungsort des Kessels	Hamburger Wasserwerke	Landsberg a. d. W.	?	Landesausstellung Nürnberg	Elektrizitätswerk Chemnitz	Knorr & Hirth, München	Auer-Gesellschaft, Berlin	?	Ilse Bergbau-A.-G.
Bauart des Kessels	Zweiflammrohrkessel	Dreiflammrohrkessel	Zweiflammrohrkessel	Doppelkessel, oben Heizrohre	Doppelkessel, oben Heizrohre	Wasserrohrkessel	Sicherheitsröhrenkessel ohne Oberkessel	Wasserrohrkessel	Wasserrohrkessel
Bauart des Rauchgasvorwärmers	Gußeisen	—	—	—	—	—	—	—	—
Bauart der Feuerung	Planrost mit Handbeschickung	Planrost mit Handbeschickung	Wurffeuerung von Topf & Söhne	Wurffeuerung von Münckner	Wurffeuerung von Leach	Münchener Stufenrost	Kettenrost, Bauart Walther	Kettenrost, Bauart Babcock	Keilmann & Völcker, Halbgasfeuerung
der Zug wird erzeugt durch	Schornstein	Schornstein	Schornstein	Schornstein	Schornstein	Schornstein	?	Schornstein	Schornstein
Abmessungen des Kessels:									
Heizfläche des Kessels qm	**72,5**	**80,0**	**73,5**	**303**	**608**	**160**	**200**	**200**	**267**
Heizfläche des Ueberhitzers »	66,5	16,0	?	31,0	?	60	35	?	87,8
Heizfläche des Rauchgasvorwärmers »	192	—	—	—	—	—	—	—	—
Rostfläche »	2,1	2,8	2,12	4,78	8,75	3,59	3,9	4,12	10,0
Verhältniszahlen Kesselheizfläche : Ueberhitzerheizfläche	**1.09**	**5.0**	?	**9,78**	?	**2,67**	**5,72**	?	**3,04**
Verhältniszahlen Kesselheizfläche : Vorwärmerheizfläche	**0.377**	—	—	—	—	—	—	—	—
Verhältniszahlen Kesselheizfläche : Rostfläche	**34.5**	**28,6**	**34,6**	**63.4**	**69.5**	**44,6**	**51,2**	**48,5**	**26.7**
Herkunft der verfeuerten Kohle	westfälische Magerkohle	Schlesien	englische Gasnußkohle	Ruhrkohle Nuß III	Gemisch von Steinkohle und Braunkohle	böhmische Braunkohle	oberschlesische Steinkohle	englische Steinkohle	Niederlausitzer Braunkohle
unterer Heizwert der verfeuerten Kohle WE/kg	7538	6938	7350	7485	5900	5215	6350	6042	2019
Aschengehalt » » vH	8,1	?	?	?	?	?	?	?	2,37
Wassergehalt » » »	1,6	?	?	?	?	?	?	?	58,1
Ablesungen während des Versuches:									
Speisewassertemperatur: Eintritt Rauchgasvorwärmer (Kessel) °C	42,0	(12,9)	(14,7)	(30,0)	(35,0)	(86,0)	(48,0)	(29,5)	(36,4)
Speisewassertemperatur: Austritt » »	98,0	—	—	—	—	—	—	—	—
Kesselhaustemperatur »	28,0	?	19,0	19,0	?	?	?	26,0	27,0
Temperatur der Rauchgase am Kesselende »	258	376	274	234	231	269	218	300	256
Temperatur der Rauchgase am Vorwärmereintritt »	169	—	—	—	—	—	—	—	—
Temperatur der Rauchgase am Vorwärmeraustritt »	96	—	—	—	—	—	—	—	—
Zusammensetzung der Rauchgase am Kesselende und am Austritt aus dem Vorwärmer[1]):									
Kohlensäure CO_2 vH	11,2	Ende Flammrohr: 16,4	12.5	13,4	11,1	10,7	9,1	12,4	12,7
Sauerstoff O_2 »	7,9	Ende Flammrohr: 1,2	6,6	5,4	8,1	?	11,1	6,7	6,8
Stickstoff N_2 »	80,9	Ende Flammrohr: —	80,3	81,2	80,8	?	79,8	80,9	80,5
Luftüberschußkoeffizient	1,60	—	1,41	1,40	?	?		1.50	
Zug am Kesselschieber mm W.-S.	26,0 [2])	14 bis 15	9,6	17,5	23,0	?	9	20,5	
stündlicher Kohlenverbrauch kg/st	169	287	217,4	537	1400	338	376	799	2467
» Speisewasserverbrauch »	1523	2177	1746,8	4560	9194	2142	2803	5112	5124
Dampfspannung (Ueberdruck) at	12,4	8,0	7,0	11,0	12,0	9,9	10,5	12,7	12,8
Dampftemperatur °C	370	216	267	285	?	273	215	321	356,2
Anstrengung der Rostfläche kg/qm	**80.6**	**102,5**	**102,3**	**112,3**	**160**	**94,2**	**96,5**	**193.5**	**246.7**
» » Kesselheizfläche (brutto) »	21,0	27,2	23,8	15,05	15,1	13,3	14,0	25,5	19,2
» » » (netto)[3]) »	**18,8**	**27,8**	**24,1**	**15,0**	**15,0**	**12,2**	**13,6**	**25.5**	**19.0**
nutzbar gemachte Wärmemenge in vH des Brennstoffheizwertes:									
im Kessel allein vH	**68.5**	**71,3**	**69,3**	**72,4**	**70,5**	**70,6**	**72,7**	**68,0**	**65,3**
im Kessel und Ueberhitzer »	**79,8**	**73,7**	**74,9**	**78,7**	**76,9**	**76,7**	**74.8**	**75,5**	**74,3**
im Kessel, Ueberhitzer und Vorwärmer »	**86,5**	—	—	—	—	—	—	—	—
Wärmebilanz von Kessel u. Ueberhitzer:									
im Kessel u. Ueberhitzer nutzbar gemachte Wärmemenge »	79,8	73,7	74,9	78,7	76,9	76,7	74,8	75,5	74,3
mit d. Rauchgasen weggeführte Wärmemenge[4]) »	13,2	18,4	12,6	10,7	?	16,3	13,6	14,3	19,4
Verlust durch Strahlung, Wärmeleitung, Unverbranntes (Restglied) »	7,0	7,9	12,5	10,6	?	7,0	11,6	10,2	6,3

[1]) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf den Austritt aus dem Rauchgasvorwärmer. [2]) Zug am Austritt aus dem Rauchgasvorwärmer.
[3]) bezogen auf die Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Kessel und auf gesättigten Dampf vom Kesseldruck.

ergebnissen an Kesseln verschiedener Bauart.

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Hochleistungs-Zweikammer-Wasserrohrkessel				**Steilrohrkessel**										
A. Borsig	L. & C. Steinmüller	Babcock & Wilcox		Moritz Jahr	Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik		Hannoversche Maschinenbau-A.-G.			A. Borsig	Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft	Jacques Piedboeuf		
25. 8. 11	1911	23. 2. 10	16. 2. 09	20. 3. 09	29. 9. 10	10. 2. 09	7. 9. 11	20. 5. 10	21. 7. 10	21. 5. 12	?	7. 1. 11	18. 8. 11	23. 2. 12
Dampfk.-Rev.-V. Berlin	P. Fuchs	Badischer Dampfk.-Rev.-V.	Dampfk.-Rev.-V. Berlin	Dampfk.-Rev.-V. Halberstadt	Märk. Dampfk.-R.-V.	Rhein. Dampfk.-Ueberw.-Ver.	Pomm. Dampfk.-Ueberw.-Ver.	Holländ. Dampfk.-Ueberw.-Ver.	Sächs. Dampfk.-Rev.-V.	?	?	Prof. Langer	Dampfk.-Rev.-V. Aachen	Sächs. Dampfk.-Rev.-V.
Elektrizitätswerk Brandenburg	Elektrizitätswerk Straßburg	Kraftwerk Wyhlen	Elektrizitätswerk Südwest	Ueberlandzentrale Derenburg	Papierfabrik Sandow	Düsseldorf	Ueberlandzentrale Neubrandenburg	Spakler & Tetterode, Amsterdam	Mahla & Gräser, Remse	N. R. Papierfabrik Neuß	?	Aachen	Eschweiler	Elektrizitätswerk Reichenbach
Hochleistungskessel (Schiffskesseltyp)	Hochleistungskessel mit 2 Längsoberkesseln	Hochleistungskessel (Schiffskesseltyp)	Hochleistungskessel (Schiffskesseltyp)	Steilrohrkessel Garbe			Stirlingkessel			Steilrohrkessel Borsig	Hochleistungskessel Krupp	Hochleistungskessel, Bauart Burckhardt		
Schmiedeeisen	Gußeisen	?	Gußeisen	?	?	—	?	—		?	—	Schmiedeeisen		
Kettenrost, Bauart Borsig	Kettenrost von Steinmüller	Kettenrost, Bauart Babcock	Kettenrost, Bauart Babcock	Schrägrost von Topf & Söhne	Muldenrost von Fränkel & Co.	Kettenrost, Bauart Dürr	Planrost	Planrost	Babcock & Wilcox-Kettenrost	Wanderrost	Planrost mit Unterwind	Kettenrost	Kettenrost	Wanderrost
?	?	Schornstein	Saugzug	?	?	?	Schornstein	Schornstein	Schornstein	?	?	?	?	?
200	**290**	**352,1**	**450**	**120,5**	**2 × 225**	**233**	**225**	**245**	**408**	**305**	**395**	**120**	**200**	**250**
55	110	110,4	145,6	36,0	2 × 73	77	43	25	70,8	112	—	50	70	101
?	320	220	288	160	375	—	?	—	—	?	—	61,5	102	179
7,2	10,9	11,26	14,8	3,85	2 × 10,0	7,15	5,3	5,06	10,0	11,8	7,64	5,88	9,0	13,5
3.64	**2,64**	**3.19**	**3,09**	**3,35**	**3,08**	**3,03**	**5,24**	**9,8**	**5.77**	**2.72**	—	**2,40**	**2,86**	**2,47**
?	**0,906**	**1,60**	**1,56**	**0,75**	**1,20**	—	?	—	—	?	—	**1,95**	**1,96**	**1.40**
27,8	**26,8**	**31,3**	**30,4**	**31,4**	**22,5**	**32,6**	**42,5**	**48,4**	**40.8**	**25.9**	**51,7**	**20,4**	**22,2**	**18,5**
Steinkohle	Ruhrfettkohle Nuß IV	Ruhrkohle	?	Neindorfer Braunkohle	Braunkohle Ziebingen	?	oberschlesische Steinkohle	Steinkohlenbriketts	2/3 Steinkohle, 1/3 Braunkohlenbriketts	Zeche Rheinpreußen	Zeche Pluto	stark backende Steinkohle		Gemisch von Klarkohle und Braunkohlenbriketts
6758	7567	7510	6112	3070	2293	7326	6628	7724	5927	7644	8000	7468	7943	5653
5,63	6,08	?	?	5,1	?		6,6	?	?	?	?	?	?	?
3,70	3,28	?	?	45,6	?		3,3	?	?	?	?	?	?	?
45,0	31,0	33,4	11,6	33,3	12,9	(62,0)	(51,2)	(96,0)	54,5	16,7	(10,0)	26,6	40,8	27,2
82.0	116,0	78,0	74,0	79,4	98,0	—	—	—	—	116	—	110	104	134,8
?	17,0	21,5	?	?	?	?	27,2	85,0	27,0	19,5	?	16,4	34,0	?
341	408	301	333	278,3	?	?	348,7	290	304	408	304	?	?	?
?	?	?	333	187,8	267	281	—	—	—	?	—	?	?	?
?	181	150,5	180	141,3	149	—	—	—	—	141	—	239,4	251,9	276,4
11,0	12,2 (11,3)	14,0 (12,1)	11,5 (11,3)	12,6	(14,4)	13,9	13,7	12,4	11,9	11,5	?	(11,9)	(11,9)	(11,9)
8,2	7.5 (8,3)	5,2 (7,4)	?	6,6	(4,9)	?	5,5	5,8	7,2	7,4	?	(7,7)	(7,5)	(7,0)
80,8	80,3 (80,3)	80,8 (80,5)	?	80,8	(80,7)	?	80,8	81,8	80,9	81,1	?	(80,4)	(80,6)	(81,1)
							1,35		?		?			
10,5	23,0	15,8	26,0 [2])	10,4	15,4	—	8,8	14,0	15,1	20,6	?	22,7	18,0	15.7
753	1393	1329	2316	670	3546	706,3	670,7	500	1195,6	1461	1126	640	930	1617
6080	11 960	11 783	15 462	2370	9631	5918	4852	4940	8087,2	12 052	9888	5575	8460	10 118
12,0	14,4	12,5	12,05	11,6	11,4	11,4	12,3	10,8	9,28	13,4	15,0	10.0	10,6	13,9
327	393	320	331	265,3	307	367	349	300	261	361	gesättigt	300,5	336	379,3
104,6	**128**	**118**	**156**	**174**	**177**	**98,8**	**126,5**	**99.8**	**119.6**	**124**	**147.5**	**108.8**	**103.3**	**122**
30,4	41,8	33,5	34,4	19,7	21,4	25,4	21,6	20.2	19,8	39,5	25,0	46,5	42,3	40,6
27,9	**35,8**	**31,0**	**32,0**	**18.1**	**19,1**	**24.2**	**20,9**	**18,0**	**19,0**	**34,3**	**25.9**	**40.5**	**37,3**	**34,0**
70,0	**62.8**	**69,8**	**65,1**	**67,9**	**67,5**	**69,4**	**67,3**	**73,0**	**69,8**	**59,8**	**72,7**	**64.9**	**64,6**	**58,1**
79.0	**74,8**	**78,1**	**73,4**	**72,8**	**75,2**	**80,3**	**76,7**	**80,8**	**75,0**	**69,5**	—	**72.3**	**73,9**	**69,0**
83,4	**84,7**	**83,5**	**80,1**	**78,1**	**85,5**	—	—	—	—	**80,4**	—	**82,1**	**81,2**	**80,8**
83,4 [5])	84,7 [5])	83.5 [5])	80,1 [5])	—	85,5 [5])	80,3	76.7	80,8	75,0	80,4 [5])	—	82,1 [5])	81,2 [5])	80,8 [5])
11,5	10,2	7,1	9,8	—	9,1	12,0	15,6	13,3	17,0	6,9	—	12,4	11,9	13.7
5,1	5,1	9,4	10,1	—	5,4	7,7	7,7	5,9	8,0	12,7	—	5,5	6,9	5,5

[4]) Die Rauchgasverluste in vH des Heizwertes der Kohle sind unverändert aus den Protokollen übernommen.
[5]) Wärmebilanz, bezogen auf Kessel mit Rauchgasvorwärmer.

Zahlentafel 3.
Durchschnittliche Brennstoffausnutzung verschiedener Kesselbauarten.

	Normaldampf stündlich auf 1 qm Heizfläche kg	Wirkungsgrad von Kessel und Ueberhitzer vH	Wirkungsgrad von Kessel, Ueberhitzer und Vorwärmer vH
Flammrohrkessel von über 70 qm Heizfläche	30 bis 20	76 bis 70	81 bis 76
Doppelkessel, unten Flammrohre, oben Heizrohre	18 » 12	82 » 74	—
Zweikammer-Wasserrohrkessel normaler Bauart	25 » 18	78 » 72	83 » 78
Zweikammer-Wasserrohrkessel mit kurzen Rohren (Hochleistungskessel)	35 » 25	77 » 72	83 » 78
Steilrohrkessel	27 » 20	78 » 72	83 » 78
Steilrohr-Hochleistungskessel (mit organisch verbundenem Vorwärmer)	40 » 30	75 » 68	82 » 75

der Wärmeübertragung durch Strahlung der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient der ganzen Kesselheizfläche heraufgesetzt. Da ein erheblicher Teil der entwickelten Wärme infolge Strahlung von der über dem Rost liegenden Heizfläche aufgenommen wird, kommen die Rauchgase in die Kesselzüge mit verhältnismäßig niedrigen Temperaturen, wodurch die Ausstrahlung des Kessels heruntergesetzt wird. Durch das organische Zusammenrücken von Kessel und Vorwärmer gelangen die Rauchgase ohne merkbaren Temperaturabfall in den Rauchgas-Vorwärmer, während sie bei besondern Vorwärmern selbst bei guter Ausführung zuweilen in den Verbindungskanälen um mehr als 100° C abgekühlt werden (Versuch Nr. 1 und 14 in Zahlentafel 2), bevor sie zur Vorwärmung des Speisewassers verwendet werden. Da der Sprung zwischen Wassertemperatur im Vorwärmer und Rauchgastemperatur an und für sich nicht sehr hoch ist, muß die Wärmeübertragung der Vorwärmerheizfläche durch die Erniedrigung der Rauchgastemperatur vor Eintritt in den Vorwärmer merkbar zurückgehen und den Gesamtwirkungsgrad weiter herabsetzen.

Fig. 56 zeigt die im Dauerbetrieb erreichbare stündliche Dampfleistung von 1 qm Kesselgrundfläche in Abhängigkeit von der stündlichen Dampferzeugung des Kessels. Kessel derselben Bauart sind durch gleichartige Kreise bezeichnet, an denen verschiedenartige Zeiger die Erzeugnisse derselben Fabrik erkennen lassen.

Auch diese Zusammenstellung kann nur ein ganz ungefähres Bild von der Grundflächenausnutzung geben; die Art der Einmauerung, des Rostes usw. übt auf den Platzbedarf einen starken Einfluß aus, der im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht erschöpfend behandelt werden kann. Immerhin dürfte Fig. 56, die eine große Anzahl Werte aus Zeichnungen, welche mir zur Verfügung standen, bringt, einen durchaus übersichtlichen Maßstab für den Platzbedarf abgeben; eine namentliche Angabe der Firmen wurde hier aus naheliegenden Gründen vermieden. Die Kurven I, II und III beziehen sich auf Zweikammer-Wasserrohrkessel, und zwar Kurve I auf ausgesprochene Hochleistungskessel der Schiffskesselbauart, Kurve II auf kurzrohrige Kessel mit Längs-Oberkesseln und reichlichen Dampfräumen, Kurve III auf normale Zweikammer-Wasserrohrkessel. Das Gebiet normaler Steilrohrkessel wird von den beiden strichpunktierten Kurven eingeschlossen; einige aus diesen Grenzen weit herausfallende Werte zeigen aber, wie stark sich der Platzbedarf einer Kesselbauart in außergewöhnlichen Fällen ändern kann. Die Steilrohrkessel haben wenigstens bei größeren Einheiten einen geringeren Platzbedarf als normale Zweikammer-Wasserrohrkessel, wenn auch der Unterschied nicht so groß ist, wie wohl vielfach angenommen wird.

Sehr günstig stellen sich kurzrohrige Zweikammer-Wasserrohrkessel mit reichlichen Dampfräumen, die zwar nicht so wenig Platz beanspruchen wie Zweikammerkessel der Schiffskesselbauart, dafür aber geringere Ansprüche an ihre Bedienung stellen. Sie erscheinen deshalb besonders da am Platze, wo Raummangel und wechselnde Dampfentnahme vorliegen, aber nicht mit einem tadellos geschulten Personal gerechnet werden kann. Solche Fälle liegen z. B. in den privaten Kraftwerken großer Vergnügungslokale, Hotels, Warenhäuser usw. vor, wo die Krafterzeugung nicht Selbstzweck ist. Um ein Bild über den Unterschied in den Hauptabmessungen eines Zweikammer-Wasserrohrkessels der Schiffskesselbauart und eines solchen mit kurzen Rohren zu geben, seien in Zahlentafel 4 die hauptsächlichsten Größen zweier derartiger Kessel zusammengestellt. (Leider standen mir keine Zeichnungen gleich großer Kessel zur Verfügung.)

Zahlentafel 4.

		Zweikammer-Wasserrohrkessel von Schiffskesselbauart	Zweikammer-Wasserrohrkessel mit kurzen Rohren und längsliegenden Oberkesseln
Kesselheizfläche	qm	450	350
Breite des eingemauerten Kessels	m	5,9 (mit Eisenummantelung)	5,5 (mit Einmauerung)
Länge » » »	»	6,0 (mit Eisenummantelung)	7,0 (mit Einmauerung)
Höhe » » »	»	7,0 (mit Eisenummantelung)	— (mit Einmauerung)
Grundfläche	qm	35,4 (mit Eisenummantelung)	38,5 (mit Einmauerung)
lichter Durchmesser der Wasserrohre	mm	73,5	88,5
Länge der Wasserrohre	»	3 200	4 500
Dampfleistung des Kessels bei 30 kg/qm Beanspruchung	kg	13 500	10 650
Verdampfungsoberfläche	qm	7,83	15,0
Dampf auf 1 qm Grundfläche	kg	382	300
Wasserinhalt des Kessels	»	11 412	10 355
Wasserinhalt auf 1 kg stündlich erzeugten Dampf	»	**0.846**	**0,978**
Verdampfungsoberfläche auf 1 kg stündlich erzeugten Dampf	qm	**0.000580**	**0,00141**
Dampfraum des Kessels	ltr	6 900	10 100
Dampfraum auf 1 kg stündlich erzeugten Dampf	»	**0,511**	**0,953**

Diese Zahlen beleuchten die Hauptunterschiede der beiden Bauarten und lassen erkennen, in welchem Fall der eine oder andre Kessel vorzuziehen ist. Verfehlt ist es, lediglich dem geringen Platzbedarf eines Kessels eine ausschlaggebende Rolle beizumessen, da hierunter naturgemäß gewisse wertvolle Eigenschaften des einen oder andern Kessels leiden müssen, deren Fehlen unter Umständen die Vorteile eines kleinen Raumbedarfes mehr als ausgleichen kann.

Gerade die Auswahl der richtigen Kesselgröße und Bauart erfordert in besonders hohem Maße eine Reihe sorgfältiger Erwägungen, die von Fall zu Fall verschieden sind und sich nicht in feste Formeln pressen lassen.

Größe des Kraftwerkes, Art des Betriebes, Anlagekosten des Kessels, Beschaffenheit und Preis des Brennstoffes, Arbeitslöhne und Güte der Arbeiter, Grundstückpreise und Rücksicht auf Erweiterungsmöglichkeit sind die hauptsächlichsten Faktoren, welche hier in Betracht kommen. Eines aber muß immer im Auge behalten werden, nämlich die Tatsache, daß die größte Energieumsetzung des ganzen Betriebes im Kesselhaus erfolgt und daß daher eine falsche Anlage oder schlechte Bedienung der Kessel die Wirtschaftlichkeit eines Unternehmens besonders gefährden kann; ist doch der Kessel seit Einführung der Dampfturbinen die am meisten »individuelle« Maschine des gesamten Kraftwerkes.

Zum Schluß ist es mir eine angenehme Pflicht, Hrn. Geheimrat Josse, welcher mir die Anregung zum Verfassen der Arbeit gab und mich beim Beschaffen der Unterlagen weitestgehend unterstützte, sowie den Firmen für ihr großes Entgegenkommen verbindlichst zu danken.

Zusammenfassung.

1) Es wird der Einfluß der Dampfturbinen auf den Dampfkesselbau geschildert, der sich darin zeigt, daß infolge des großen Dampfverbrauches, der stark gesteigerten Abmessungen einer Turbineneinheit und ihres geringen Platzbedarfes Bestrebungen auftraten, die Heizflächenleistung von Dampferzeugern bei gleichzeitiger Verbesserung ihres Wirkungsgrades zu erhöhen. Ferner müssen die Kessel neuzeitlicher Kraftwerke imstande sein, eine rasche Anstrengung zum Ausgleich der Spitzenbelastungen zuzulassen, ohne daß Schädigungen an den Kesseln auftreten oder daß ihr Wirkungsgrad hierbei stark zurückgeht.

2) Hierauf werden einige neuere Doppelkessel von außergewöhnlicher Größe geschildert, und es wird an Hand von Versuchen auf die Mängel hingewiesen, welche diesen Kesseln anhaften.

3) Die unter 1) angeführten Forderungen haben auch den Bau von Zweikammer-Wasserrohrkesseln stark beeinflußt und den Bau von sogenannten Hochleistungskesseln veranlaßt, unter welchen der Babcock- und der Borsig-Hochleistungskessel von der normalen Wasserrohrkesselbauart wesentlich abweichen, während die Firma Steinmüller die gesteigerte Dampfleistung ihrer Hochleistungskessel ohne grundsätzliche Aenderung der bekannten Bauart erreicht. Daneben macht sich das Bestreben geltend, Kessel und Rauchgasvorwärmer möglichst organisch miteinander zu verbinden, um Wärmeverluste zu vermeiden und tunlichst geringen Platzbedarf zu erhalten.

4) Der Glogner-Wasserrohrkessel zeichnet sich durch die Verwendung eigenartiger Doppelrohre aus, deren Zweck der Wegfall der Wasserrohrverschlüsse ist.

5) Eine eingehende Besprechung der für eine gesteigerte Leistung von Dampfkesseln erforderlichen Bedingungen leitet auf den Bau von Steilrohrkesseln über, von denen die Konstruktionen von Garbe, Kestner, Walther, Werner-Hartmann, Christoph, Borsig, Stirling, Krupp und Burckhardt ausführlich behandelt werden. Die Vorteile dieser Kessel gegenüber den Zweikammer-Wasserrohrkesseln bekannter Bauart bestehen besonders in dem Wegfall der Wasserkammern und der Rohrverschlüsse und in dem guten Wasserumlauf, dagegen ist die Gasführung der meisten Steilrohrkessel für die Wärmeübertragung ungünstiger als die der Zweikammer-Wasserrohrkessel. Um einen gesicherten Wasserumlauf auch bei wechselnder Belastung zu bekommen, haben einzelne Kessel besondere, der Einwirkung der heißen Gase entzogene Rücklaufrohre, wie z. B. die Kessel von Sulzer, Kestner, Walther, Werner-Hartmann usw.

6) Die Frage der Ueberlegenheit krummer oder gerader Rohre hinsichtlich der größeren Elastizität, der bequemeren Reinigung und der leichteren Auswechslung wird untersucht.

7) Schmiedeiserne Rauchgasvorwärmer, welchen lange Zeit Mißtrauen entgegengebracht wurde, scheinen sich besonders in Verbindung mit Hochleistungskesseln und mit Steilrohrkesseln einzubürgern. Dem für schmiedeiserne Vorwärmer besonders verhängnisvollen Schwitzen der Rohre suchen Vorrichtungen, wie z. B. die Mischvorrichtung von Werner, vorzubeugen. Ferner wird die Lebensdauer schmiedeiserner Rohre teilweise durch Verzinken erhöht.

8) Infolge des ausgedehnten, mit den heißesten Gasen in Berührung kommenden Mauerwerkes von Steilrohrkesseln und der hohen freien Mauerwerkflächen der Kesselummantelung ist hier eine sorgfältige Einmauerung besonders empfehlenswert. So hat beispielsweise die Firma Heinicke einige neuartige Einmauerungskonstruktionen durchgebildet, die kurz besprochen werden.

9) Unter Benutzung einer größeren Zahl teilweise schon veröffentlichter Versuche wird die Wärme- und die Flächenausnutzung neuzeitlicher Dampferzeuger verschiedener Bauart behandelt. Es zeigt sich, daß die verschiedenen Kesselbauarten mit Ueberhitzern in der höchst erreichbaren Wärmeausnutzung einander ungefähr gleichwertig sind, daß sie aber in der auf 1 qm Heizfläche und 1 qm Grundfläche erzeugbaren Dampfmenge stark auseinandergehen. Ein Schaubild soll den Platzbedarf verschiedener Kesselbauarten zeigen, wobei aber beachtet werden muß, daß eine solche Zusammenstellung nur einen ganz ungefähren Maßstab abgeben kann, und daß es verfehlt wäre, hieraus weitgehende Schlüsse zu ziehen.

Das Schaubild läßt erkennen, daß die Steilrohrkessel von einer gewissen Größe an bei gleicher Dampfleistung weniger Grundfläche beanspruchen als Wasserrohrkessel, wenn der Unterschied auch nicht so groß ist, wie wohl häufig angenommen wird.

10) Es wird zum Schluß darauf hingewiesen, daß sich die Auswahl des zweckmäßigsten Kessels nicht nach starren Regeln vornehmen läßt, sondern daß von Fall zu Fall besondere Erwägungen Platz greifen müssen.

Berichtigung.

In Fig. 17 auf S. 1733 sind die Meßpunkte wie folgt zu ändern:

Fig. 17.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 4. Juni, 3. und 30. September 1912.

Hessischer Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Henkel. Schriftführer: Hr. Doettloff.

Anwesend 30 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. O. H. Hartmann spricht über

die Luftleere, ihre technische Anwendung und die Maschinen zu ihrer Erzeugung.

1) Die Luftleere und ihre technische Anwendung.

Der Redner schildert die Geschichte der Luftleere.

Es dauerte einige Jahrtausende, bis man zur richtigen physikalischen Anschauung kam. Der Saugheber war bereits den alten Aegyptern bekannt, ohne daß sie sich eine richtige Vorstellung von der treibenden Kraft machen konnten, da sie die Luft als gewichtlos annahmen. Aristoteles hatte herausgefunden, daß die Luft ein Gewicht haben müsse, zog aber nicht die Folgerung aus dieser Erkenntnis, weil er, wie viele seiner Nachfolger, Körper und Raum für zwei identische Begriffe hielt. Auch Galilei ging auf die Anschauung des Aristoteles zurück und übertrug sie auch auf Flüssigkeiten. Er beschränkte sich aber nicht nur auf philosophische Ueberlegungen, sondern unternahm auch praktische Versuche. Bei einem derartigen Versuche stellte er fest, daß man mit einer Saugpumpe nur 18 Florentiner Ellen hoch saugen könne, und er gab diese Zahl als Maß für den horror vacui an. Nach seinem Tode nahm Torricelli die Versuche mit der Saugpumpe wieder auf, um die Ursache festzustellen, weshalb man nur 18 Ellen hoch saugen könne. Er schlug aber vor, an Stelle von Wasser das 13,6 mal so schwere Quecksilber zu verwenden. Viviani folgte diesen Anregungen und machte Versuche mit Quecksilber.

Zu gleicher Zeit wie Torricelli und unabhängig von ihm beschäftigte sich Otto von Guericke mit der Möglichkeit eines leeren Raumes. Er versuchte mit Wasser gefüllte Holz- und Metallgefäße auszupumpen und stellte u. a. noch fest, daß ein brennendes Licht im luftleeren Raum erlischt, daß Tiere im Rezipienten verenden und daß eine mit Luft gefüllte Blase zwischen den Magdeburger Halbkugeln mit lautem Knall zerplatzte. Die Versuche Guerickes wurden von Boyle fortgesetzt. Er zeigte, daß ein Heber in der Luftleere nicht mehr fließt, daß die Erzeugung von Wärme durch Reibung oder

durch Löschen von Kalk von der Gegenwart der Luft nicht abhängig ist, und daß lauwarmes Wasser im Rezipienten zu kochen anfängt. Ein Teil der Wirkungen luftleerer Räume war also schon um 1660 bekannt, während ihre technische Anwendung sich erst im 19. Jahrhundert Bahn brach.

Die Luftleere läßt sich auf verschiedene Weise erzeugen:
1) durch Kondensation von Dämpfen,
2) durch chemische Aufsaugung von Gasen,
3) mittels Luftsaugevorrichtungen,
4) praktisch meistens durch Kondensation von Dämpfen in Verbindung mit Luftsaugevorrichtungen.

Das erste Verfahren wurde bei den Papinschen, Newkomenschen und Saveryschen Dampfmaschinen angewendet und ist noch heute bei Pulsometern im Gebrauch.

Die Aufsaugung wird ihrer Umständlichkeit wegen heute nur in Laboratorien verwendet. Sie wurde 1799 von Davy angegeben. Dieser brachte Kohlensäure unter den Rezipienten, verdünnte sie durch die Luftpumpe und beseitigte den letzten Rest durch Aetzkali.

Bei dem dritten Verfahren werden geschlossene Räume durch Luftsaugevorrichtungen entlüftet. Durch stetes Absaugen der frisch eindringenden Luft wird die Luftleere dauernd aufrecht erhalten.

Das vierte Verfahren wird in der Industrie am meisten verwendet. Die Dämpfe werden durch Kühlmittel niedergeschlagen, während die eindringende Luft und die Dampfreste durch Luftpumpen abgesaugt werden. Bei diesem Verfahren, wie bei dem ersten beeinflußt die Temperatur des Kühlmittels die Höhe der Luftleere.

Die älteste Anwendung der Luftleere bezw. der treibenden Kraft des äußeren Luftdruckes ist der Saugheber. Ferner gehört hierher der von Heron angegebene Stechheber. Auch mit Saugwirkung arbeitende Pumpenanlagen sind hier zu erwähnen.

Als Beispiele werden der Saugheber mit Wasserstrahlapparat und der Normalpulsometer von Gebr. Körting A.-G., verschiedene Pumpen der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker, Turbopumpen der AEG und ein Pumpwerk der Aschersleben er Maschinenbau-A.-G. vorm. W. Schmidt & Co. angeführt.

Ferner wird die saugende Wirkung der Luftleere verwendet beim Heben von breiigen und schlammigen Flüssigkeiten mittels Saugfässern bei städtischen Abwässerkläranlagen, in Papier- und Zuckerfabriken, chemischen Fabriken, Brauereien und bei Abort-Entleeranlagen. Luftdichte Behälter werden luftleer gemacht, in die die zu hebende Masse zur weiteren Beförderung gesaugt wird.

Auf der gleichen Kraftäußerung des Luftdruckes beruht auch die Rohrpost[1]). Schon 1810 hatte Madhurst empfohlen, in einer Röhre die Luft zu verdünnen und so einen in der Rohrleitung dicht schließenden Behälter durch den Luftdruck zu bewegen. Eine brauchbare Rohrpost wurde aber erst 1853 durch Latimer Clark in London ausgeführt.

Der Vortragende bespricht die Förderleitungen der Rohrpostanlagen in Rom, Mailand und Neapel.

Die Vakuumbremsen der Eisenbahnen, beispielsweise die Bremsen nach Hardy-Clayton, werden ebenfalls durch den äußeren Luftdruck betätigt. Die Bremszylinder und Verbindungsleitungen werden durch Luftabsaugevorrichtungen dauernd unter Luftverdünnung gehalten. Wird absichtlich vom Lokomotivführer oder unabsichtlich durch einen Unfall die Bremse ausgelöst, so erhalten die Bremskolben einseitigen Luftdruck, der sie an die Radkränze preßt.

In neuerer Zeit wird die Luftleere auch für die Reinigung von Polstern, Teppichen, Tapeten und sonstigen schweren Stoffen benutzt.

Der Redner bespricht Entstaubungsanlagen von Gebr. Körting A.-G. und der Hessenwerke, Maschinenfabrik G. m. b. H.

Ein weites Feld hat sich die Luftleere in der Elektrotechnik erobert. Bereits im 17. Jahrhundert suchte man ihren Einfluß auf den elektrischen Funken festzustellen, ohne jedoch etwas zu erreichen. Die Luftabsaugevorrichtungen waren damals noch zu schlecht. Erst Heinrich Geißler in Bonn gelang es 1857, mittels seiner Quecksilberluftpumpe sehr hohe Luftverdünnungen zu erzeugen. Er pumpte damit Glasröhren aus, an deren Enden Platindrähte eingeschmolzen waren, und ließ in diesen Röhren den elektrischen Funken überspringen. In den Röhren zeigten sich nicht mehr helle Funken, sondern ein schönes gleichmäßiges Licht. Durch die Höhe der Luftverdünnung ließ sich die Farbe des Lichtes ändern.

Röntgen fand 1895, daß von der Geißlerschen Röhre unsichtbare Strahlen ausgingen, die einen mit Bariumplatinzyanür bestrichenen Schirm aufleuchten lassen, die X-Strahlen.

[1]) Vergl. Z. 1912 S. 41.

Für die Fabrikation der elektrischen Glühlampen hat die Luftleere ausschlaggebende Bedeutung. Die Birnen der Glühfadenlampen werden unter fast völlige Lufleere gebracht, damit die Glühfäden nicht verbrennen.

Die Quecksilberdampflampen und die Beleuchtungskörper des Moore-Lichtes werden ebenfalls unter Luftleere gesetzt.

Ganz besonders hohe Bedeutung hat die Luftleere für die chemische Industrie. Fast alle Destillationen werden unter Luftverdünnung durchgeführt, da sämtliche Flüssigkeiten bei Unterdruck bei niedrigerer Temperatur verdampfen, wodurch die Erzeugnisse geschont werden.

Auch bei der Kälteerzeugung ist die Luftleere im Gebrauch, und zwar bei den Kältemaschinen, die schweflige Säure und Wasserdampf als Arbeitflüssigkeit verwenden. Die Kompressions-Kältemaschinen beruhen auf der Bindung der Verdampfungswärme von leicht verdampfenden Flüssigkeiten. Dem Verdampfer wird durch ein Regelventil Arbeitflüssigkeit zugeführt. Die unter niedrigerem Druck verdampfende Flüssigkeit entzieht die erforderliche Verdampfungswärme gewöhnlich einem Solbade. Einem bestimmten Druck im Verdampfer entspricht die Verdampfungstemperatur. Die Verdampfungstemperatur von —15° C erfordert bei der schwefligen Säure einen absoluten Druck von 0,83 at, während beim Wasserdampf bei 0° C Verdampfungstemperatur bereits ein absoluter Druck von 0,006 at vorhanden sein muß. Der niedrige Druck im Verdampfer wird durch die Kompressoren aufrecht erhalten, welche den Arbeitsdampf absaugen und wieder in den Kondensatoren verdichten.

Die Wasserdampf-Kältemaschinen haben sich bisher noch wenig einführen können, da einerseits die dafür notwendigen Kompressoren bei dem hohen spezifischen Volumen des Wasserdampfes zu groß ausfallen, anderseits das Dichten der Leitungen und Stopfbüchsen bei den großen Luftverdünnungen Schwierigkeiten verursacht. Erst 1911 haben Josse und Gensecke eine Wasserdampf-Kältemaschine angegeben[1]). Die Schwierigkeit des großen Hubvolumens des Kompressors ist durch ein Strahlgebläse umgangen.

Viele Industriezweige, welche aus ihren Erzeugnissen Flüssigkeiten durch Trocknung entfernen müssen, machen sich die schnellere Verdampfung in der Luftverdünnung zunutze. Meistens handelt es sich um die Entfernung von Flüssigkeiten wie Wasser, Alkohol, Benzin, Aether u. a.

Die zu trocknenden Stoffe werden in luftdicht schließende Behältnisse gebracht. Diese Trockenschränke werden unter Luftleere gesetzt und gewöhnlich mit Maschinenabdampf geheizt. Durch die Herabsetzung des Verdampfungsdruckes verflüchtigen sich die Flüssigkeiten rascher. Die entweichenden Dämpfe werden in Kondensatoren niedergeschlagen, während die unkondensierbaren Gase von Luftpumpen abgesaugt werden. Die Trocknungszeiten lassen sich durch Einstellung der Luftverdünnung in beliebiger Weise regeln; sie betragen nur Bruchteile der früher bei der Verdunstungstrocknung üblichen. Mit der Verkürzung der Trockenzeiten ist eine beachtenswerte Wärmeersparnis verbunden. Als weiterer Vorteil kommt hinzu, daß die Stoffe von der Außenluft abgeschlossen sind, eine Verunreinigung des Trockengutes durch Staub und Sporen also ausgeschlossen ist. Außerdem kann man wertvolle Lösungsmittel, wie Alkohol, Aether usw., die durch die Trocknung entfernt werden müssen, in geeigneten Kondensatoren zurückgewinnen. Diese Trocknung hat sich bisher in Fabriken für Pulver und Sprengstoffe, Leim, Hefe, Nährmittel, Fleischextrakt, Stärke, in Zuckerraffinerien, Mais- und Getreidetrockenanlagen, Molkereien, chemischen und Farbenfabriken, Kabelfabriken, Motorspulen- und Ankerwickeleien der Dynamofabriken, Holztränkanstalten u. a. Eingang verschafft. Die Bauart der Vakuumtrockner hängt von der Beschaffenheit des Trockengutes ab, besonders ob es feste, schaufelbare oder breiige Form hat. Die Vakuumtrocknung wurde zuerst 1881 von der Maschinenfabrik Emil Paßburg in Berlin eingeführt und im Laufe der Zeit für all die vorerwähnten Industriezweige durchgebildet. In den Paßburgschen Trocknern sind zur Verdampfung von 1 kg Wasser 1,2 bis 1,5 kg Dampf einschließlich Betriebsarbeit erforderlich. Jetzt werden jährlich etwa 800000 t Zuckerraffinade in Paßburgschen Vorrichtungen getrocknet. Dieses eine Beispiel zeigt, um welche riesigen Fabrikationswerte es sich handelt.

Der Redner bespricht eine Paßburgsche Stärketrockenanlage für eine stündliche Leistung von 3000 kg Naßstärke bei 40 vH Wassergehalt.

Wohl die wirtschaftlich bedeutendste Anwendung findet die Luftleere endlich bei Verdampf- und Kondensations-

[1]) s. Z. 1911 S. 2072.

anlagen. In Zuckerfabriken ist die Luftleere seit 1812 auf Anregung von Edward Howard zur Verhütung der Karamelbildung bei der Kristallisation des Zuckers im Gebrauch. Vor der Kristallisation wird der Zuckerdünnsaft in mehreren hintereinander geschalteten Verdampfern zum Dicksaft eingedampft. Der erste Verdampfer wird gewöhnlich mit Maschinenabdampf von 100 bis 120° beheizt. Der frische Dampf aus der einzudampfenden Lauge heizt den nächsten Verdampfer usw. Man findet bis zu 4 Verdampfern hintereinander geschaltet. 1 kg Dampf verdampft in den Vierkörper-Verdampfanlagen 4 kg Wasser. Der letzte Verdampfer steht unter Luftleere und ist an einen Kondensator angeschlossen. Die abziehenden Dämpfe, die Brüden, werden durch Kühlwasser niedergeschlagen, die unkondensierbaren Gase von Luftpumpen entfernt. Außer dem Zuckerdünnsaft werden noch Milch, Molken, Fischeiweiß, Leimbrühe usw. in derartigen Verdampfanlagen eingekocht.

Es wird eine Paßburgsche Dreikörper-Verdampfanlage, bei welcher 1 kg Dampf 3 kg Wasser verdampft, besprochen.

Bei Dampfmaschinen und Dampfturbinen sucht man die Wärmeausnutzung des Dampfes durch Vergrößerung des Temperaturgefälles zu verbessern. Zu diesem Zweck führt man den Dampf in Kondensatoren, in welchen durch Niederschlagen des Dampfes mittels Kühlwassers dauernd ein Unterdruck aufrecht erhalten wird. Die durch Undichtheiten an Flanschen, Stopfbüchsen usw. eindringende Luft wird zur Aufrechterhaltung des gleichen Unterdruckes sofort durch Luftpumpen fortgeschafft. Durch die Kondensation läßt sich die Arbeitleistung einer vorhandenen Dampfanlage bei gleichem Dampfverbrauch um 20 bis 30 vH verbessern.

Vor etwa 20 Jahren ist man namentlich in großen Betrieben, bei welchen viele zerstreut liegende kleinere Betriebsmaschinen vorhanden waren, zur Zusammenfassung in Zentralkondensationen übergegangen. Die Luftleere wird durch die Abdampfleitungen nach den Arbeitzylindern geleitet. Die Abmessungen dieser Leitungen waren oft recht groß, ihre Anlage teuer. Als Abdampfgeschwindigkeit wurden etwa 100 m/sk zugelassen. In neuerer Zeit ist die Anlage von Zentralkondensationen mehr und mehr zurückgegangen, weil einerseits die zunehmende Zentralisierung der Krafterzeugung in elektrischen Zentralstationen ein Stillegen einzelner kleinerer Betriebsmaschinen zur Folge hatte, anderseits auch das Dichthalten und die Fortleitung der Luftleere in den weitverzweigten Rohrnetzen Schwierigkeiten machte.

Jetzt vereinigt man besser den Abdampf der einzelnen Dampfmaschinen von 0,1 bis 0,2 at Ueberdruck nach dem Vorschlage von Rateau in Abdampfsammlern und betreibt mit ihm eine an eine Kondensation angeschlossene Abdampfturbine. Diese bietet in Verbindung mit einem Abdampfsammler besonders dann große Vorteile, wenn unterbrochen arbeitende Maschinen wie Fördermaschinen und Walzenzugmaschinen angeschlossen sind.

Der Vortragende bespricht die Zentralkondensation auf dem Berlepschschachte der Kgl. Berginspektion Staßfurt. Ferner werden Turbinenanlagen mit Kondensationsanlagen der AEG und eine Kondensationsanlage nach Westinghouse-Leblanc der Maschinenbau-A.-G. Balcke behandelt.

Die wirtschaftliche Höhe der Luftleere ist verschieden, sie richtet sich nach dem Zweck. Die höchsten Luftleeren bis zu einigen Zehntel Millimetern Quecksilberdruck werden in der Glühlampenfabrikation und in der chemischen Industrie für Destillationen verlangt.

Durch Erhöhung der Luftleere lassen sich jetzt Flüssigkeiten bei gewöhnlicher Temperatur verdampfen, die sonst nur mit Hülfe von Heizdampf verflüchtigt werden konnten, oder Flüssigkeiten destillieren, die früher bei geringerer Luftleere nicht verflüchtigt werden konnten, weil sie eine Erwärmung nicht vertrugen. Der Vortragende bespricht diese Vorgänge an Hand verschiedener Verdampfungskurven.

Mit Luftleeren von 64 bis 70 cm Q.-S. gibt man sich bei Kolbendampfmaschinen zufrieden. Bei Dampfturbinen strebt man eine höhere Luftleere an, weil sie die Expansionsfähigkeit des Dampfes bei entsprechender Bauart bis auf die Kondensatorspannung voll ausnutzen können. In der Höhe der Luftleere ist man allerdings von der Menge und der Temperatur des Kühlwassers abhängig. In welchem Maße Luftleere und Kühlwassermenge bei Kondensationsanlagen von Dampfkraftmaschinen voneinander abhängen, ist aus folgendem Beispiel zu ersehen. Um bei gleichem Luftpumpenhubvolumen und 20° Kühlwassertemperatur 73,6 cm Q.-S. Luftleere zu erzeugen, sind nach Angabe von J. F. Weiß für die Kondensation von 1 kg Dampf in einem Weißschen Gegenstrom-Kondensator 961 ltr Kühlwasser erforderlich. Begnügt man sich mit 66,8 cm Q.-S. Luftleere, einem für praktische Fälle meistens noch sehr günstigen Wert, dann kommt man mit 38 ltr Kühlwasser, also dem 25sten Teile aus.

Die Kondensationsarbeit wächst durch die Vermehrung der Kühlwassermenge erheblich, und es ist in einem solchen Fall zu erwägen, ob die höhere Luftleere noch Nutzen bringt. Die höchste Luftleere ist nicht immer die wirtschaftlichste, man muß vielmehr alle einschlägigen Umstände berücksichtigen. Für Verdampfanlagen sind Luftleeren von 50 bis 65 cm Q.-S. meistens ausreichend. In Trockenanlagen gibt man sich vielfach noch mit geringerer Luftleere zufrieden, obgleich auch hier eine hohe Luftverdünnung mancherlei Vorteile bringt. Die Höhe der Luftleere hängt vom Trockengut und von den gewünschten Trockenzeiten ab. Bei Rohrposten geht man mit der Luftleere bis auf höchstens 40 cm Q.-S. Staubsaugeanlagen arbeiten mit einem Unterdruck von 2 bis 3 m W.-S., mitunter auch mit noch weniger. Bei den andern Anwendungsgebieten richtet sich die Höhe der Luftverdünnung nach den zu überwindenden Widerständen.

Der Redner geht zu den Meßgeräten über und erwähnt besonders die Macleodsche Vorrichtung, welche Luftverdünnungen bis zu $^{1}/_{1000}$ mm Q.-S. zu messen gestattet. Es wird ein geeichtes, mit Teilung versehenes Glasgefäß unter die zu messende Luftleere gesetzt. Mit einer Quecksilbersäule wird die in dem geeichten Gefäß eingeschlossene Luftmenge verdichtet. Aus dem Enddruck und dem Anfangs- und Endvolumen läßt sich nach dem Mariotteschen Gesetz die Luftverdünnung berechnen.

Als Beispiel dafür, daß die technische Anwendung der Luftleere jährlich hunderte von Millionen ℳ Ersparnisse bringt, führte der Vortragende die durch Anwendung der Kondensation erzielte Brennstoffersparnis bei Dampfkraftanlagen in Preußen an, die er nach einer überschläglichen Rechnung auf etwa 85 Mill. ℳ jährlich schätzt.

2) Die Maschinen zur Erzeugung der Luftleere.

Bei allen Anlagen ist eine Luftabsaugevorrichtung erforderlich. Das sind meistens Kolbenluftpumpen, in neuerer Zeit auch mehr und mehr Strahlapparate.

Nach ihrer Wirkungsweise lassen sich die Luftabsaugevorrichtungen einteilen in:

1) Kolben-Naßluftpumpen,
2) trockne Kolbenluftpumpen,
3) Quecksilber-Luftpumpen,
4) Strahlluftpumpen und umlaufende Schleuderluftpumpen.

Die Naßluftpumpen sind in Verbindung mit Einspritzkondensatoren wohl die am meisten verbreiteten Maschinen für die Erzeugung von Luftverdünnungen bis zu etwa 70 bis 72 cm Q.-S. bei 76 cm Barometerstand; denn heute sind die meisten Dampfmaschinenanlagen, soweit sie nicht an Zentralkondensationen angeschlossen sind, sowie alle kleineren Verdampfanlagen damit ausgerüstet. Die Naßluftpumpen bestehen wie die Wasserpumpen gewöhnlich aus einem Pumpenstiefel mit einem darin verschiebbaren, luftdicht schließenden Kolben und aus Saug- und Druckorganen. Diese sind meistens selbsttätige Klappen aus Gummi oder federbelastete Metallventile. Die Geschwindigkeit des Wasserluftgemisches, auf das Produkt aus mittlerer Kolbengeschwindigkeit und Kolbenquerschnitt bezogen, bemißt man für Saugventile auf $2^{1}/_{2}$ m/sk, für die Druckventile auf 1,8 bis 2 m/sk. Man findet indessen auch Ausführungen bis zu 5 m/sk Geschwindigkeit. Bei diesen hohen Geschwindigkeiten besteht aber die Gefahr, daß die Steuerorgane stark verschleißen; denn die Druckventile arbeiten unter sehr ungünstigen Verhältnissen. Sie öffnen nicht wie bei Wasserpumpen im Todpunkt, sondern erst dann, wenn der Kolben schon eine große Geschwindigkeit hat. Zuerst wird das Wasserluftgemisch im Pumpenraum verdichtet. Ist der äußere Luftdruck erreicht, dann wird das Druckventil plötzlich aufgeschleudert. Die bei dieser Arbeitsweise auftretenden Stöße sind sehr erheblich, man muß daher das Gestänge der Naßluftpumpen reichlich stark machen.

Alle Ventile haben einen gewissen Widerstand. In neuerer Zeit werden deshalb die Naßluftpumpen ohne Saugorgane hergestellt. Wasser und Luft werden durch Schlitze angesaugt, die durch den als Schöpfer ausgebildeten Tauchkolben gesteuert werden. Häufig haben Naßluftpumpen für Luft und Wasser getrennte Wege.

Als Beispiel einer Naßluftpumpe ohne Saugorgane erläutert der Vortragende eine Edward-Luftpumpe[1]) der Aschersleben Maschinenbau-A.-G. vormals W. Schmidt & Co.

Für Oberflächenkondensationen bei Turbinenanlagen werden in neuerer Zeit auch zweistufige Naßluftpumpen verwendet. Doerfel[2]) hat beispielsweise eine derartige

[1]) s. Z. 1905 S. 1931. [2]) s. Z. 1906 S. 1498.

Konstruktion vorgeschlagen. Wasser und Luft werden bei dieser Pumpe beim ersten Aufwärtsgange des Kolbens durch Schlitze angesaugt, beim Abwärtsgange auf den dem Zylinderverhältnis entsprechenden Druck gepreßt und beim nächsten Aufwärtsgange ins Freie gedrückt.

Die Antriebsweise der Naßluftpumpen ist sehr verschieden. Bei Dampfmaschinen erfolgt der Antrieb meistens vom Kurbelzapfen oder von der verlängerten Kolbenstange aus. Bei Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit werden die Naßluftpumpen größtenteils zur Verringerung der eigenen Kolbengeschwindigkeit durch Gegenkurbel, Kunstkreuz oder Schwinghebel betätigt. Bei allen andern Anwendungsgebieten finden sich die verschiedensten Antriebe, beispielsweise durch unmittelbare Kupplung mit Elektromotoren oder besondern kleineren Dampfmaschinen, durch Riemen und Zahnräderübersetzung usw.

Es werden eine schnellaufende Naßluftpumpe der AEG-Turbinenfabrik und eine zweistufige Naßluftpumpe der Maschinenbau-A.-G. Balcke besprochen.

Der Redner geht zu den trocknen Luftpumpen über.

Bei der Verdichtung der Luft entsteht Kompressionswärme. Diese wird bei Naßluftpumpen von dem mitgeförderten Wasser aufgenommen, während bei trocknen Luftpumpen der Zylinder gekühlt werden muß. Die trocknen Luftpumpen sind aus den halbnassen Luftpumpen hervorgegangen. Um die Kompressionswärme zu binden, spritzte man früher in den Zylinder fein verteiltes Wasser ein. Da aber das Wasser bei seiner Verdampfung Kesselsteinrückstände bildet, auch das Rosten befördert und deshalb die Zylinderlauffläche stark angreift, wendet man jetzt die Mantel- und Deckelkühlung an. Bei adiabatischer Kompression verhält sich die absolute Kompressions-Endtemperatur zur absoluten Ansaugetemperatur wie das Kompressionsverhältnis in der 0,29ten Potenz. Das Kompressionsverhältnis ist bei trocknen Luftpumpen gewöhnlich hoch; bei 20 mm absolutem Q.-S.-Druck ist es z. B. 38fach. Die theoretische Kompressions-Endtemperatur steigt bei diesem Kompressionsverhältnis auf etwa 580°. Durch die Mantelkühlung erreicht man nicht nur eine längere Lebensdauer des Luftzylinders, sondern man erspart auch noch etwa 5 bis 8 vH an Kompressionsarbeit, weil die Kompression nicht mehr nach der Adiabate, sondern nach einer Polytrope mit dem Exponenten 1,25 bis 1,3 stattfindet.

Die trocknen Luftpumpen lassen sich nach der Art der Steuerorgane in Ventil-, Schieber- und umlaufende Kolbenluftpumpen einteilen.

Die Ventilluftpumpen erhalten für jede Kolbenseite ein oder mehrere Saug- und ein oder mehrere Druckorgane. Diese sind entweder Klappen- oder Hubventile. Die Steuerung erfolgt meistens selbsttätig. Klappen werden in neueren Luftpumpen kaum noch angewendet. Gesteuerte Ventile finden sich nur bei recht großen Ausführungen in beschränkter Anzahl vor. Die selbsttätigen Ventile werden zur Verringerung der Ventilwiderstände und zur Verlängerung der Lebensdauer mit geringster Masse ausgeführt. Der Ventilschluß wird dabei durch Federn bewerkstelligt.

Von allen Bauarten sind bisher die Schieberluftpumpen am weitesten verbreitet. Die Schieber werden als Flach- und als Drehschieber ausgebildet. Ein Schieber läßt sich nicht so einstellen, daß nach Beendigung der Kompression auf die atmosphärische Spannung der Beginn des Ausschubes für alle Luftverdünnungsgrade ohne Kraftverlust erfolgt. Der Schieber würde entweder zu früh oder zu spät öffnen. Man steuert mit dem Schieber deshalb nur den Beginn und den Schluß des Saugens und den Schluß des Ausschubes. Die Deckungen der Schieber werden so bemessen, daß der Schieberkanal kurz nach der Umkehr des Kolbens bei der Kompression geöffnet wird. Damit die Außenluft nicht zurückströmt, muß noch der Ausströmkanal im Schieber durch ein selbsttätiges Organ (Klappen oder Ventile) geschlossen sein.

Der Vortragende erörtert den volumetrischen Wirkungsgrad der Luftpumpen an Hand von Druck-Volumen-Diagrammen. Der volumetrische Wirkungsgrad hängt vom Inhalt des schädlichen Raumes ab; die darin eingeschlossene Luft von atmosphärischer Spannung muß erst auf die Rezipientenspannung herabsinken, bevor ein Ansaugen von frischer Luft stattfinden kann. Nimmt man isothermische Zustandsänderung nach dem Mariotteschen Gesetz $p v =$ konst. an, dann kann eine Luftpumpe mit einem schädlichen Raum von 5 vH höchstens eine Luftleere von 0,05 at abs. erreichen.

Deshalb schlug F. J. Weiß vor, die im schädlichen Raum eingeschlossene Luft auf die andre Kolbenseite überzuführen. Der entstehende Mischungsdruck ist bedeutend niedriger als eine Atmosphäre. Man erreicht daher den Rezipientendruck bei der Rückexpansion viel früher und kann eine tiefere Luftleere erzielen. Rechnungsmäßig ergibt sich für 5 vH schädlichen Raum eine erreichbare Luftverdünnung auf 0,0025 at abs. Die Luftverdünnung ist im Quadrat des schädlichen Raumes gewachsen. Weiß nannte daher seine Luftpumpen »Luftpumpen mit potenzierter Leistung«. Der Vorteil des Druckausgleiches ist heute für Saugluftpumpen unbestritten, und deshalb werden auch fast alle Schieberluftpumpen damit versehen. Der Druckausgleichkanal erhält unter normalen Verhältnissen eine Weite von $^1/_{45}$ bis $^1/_{50}$ des Zylinderquerschnittes.

Als Vorläufer des heutigen Druckausgleiches sind die Graßmannschen und die Babinetschen Hähne für zweistiefelige Laboratoriums-Handluftpumpen anzusehen; auch bei diesen wird durch doppelt durchbohrte Hähne die im schädlichen Raume des einen Pumpenstiefels eingeschlossene Luft in den zweiten Pumpenstiefel übergeführt.

Mit normalen Schieberluftpumpen mit Druckausgleich kann man bei geschlossenem Saugstutzen Luftverdünnungen bis zu 2 mm Q.-S. abs. aufrecht erhalten, wenn der schädliche Raum unter 3 vH beträgt. Verschiedene Industrien verlangen aber jetzt Luftabsaugevorrichtungen, die bei 2 mm Q.-S. noch Luft absaugen, also eine noch höhere Luftleere erzeugen können. F. J. Weiß schlug den Bau von zweistufigen Schieberluftpumpen vor und gab für Luftleeren bis zu 1 mm Q.-S. abs. ein Zylinderverhältnis von 1:7 an. Der größere Zylinder saugt die Luft aus dem Rezipienten, verdichtet sie auf $^1/_7$ ihres Volumens und schiebt sie dann dem kleineren Zylinder zu. Der kleinere Zylinder verdichtet die Luft auf den Atmosphärendruck weiter. E. W. Köster schlug vor, bei zweistufigen Luftpumpen die Zylinder gleich groß zu machen. Der Ansaugezylinder verdichtet die Luft nicht mehr vor, sondern erhöht den Druck nur durch den Druckausgleich. Die Anordnung mit zwei gleichgroßen Zylindern ergibt einerseits eine noch bessere Luftleere bis zu $^1/_{10}$ mm Q.-S. bei abgeflanschtem Saugstutzen, anderseits bietet sie fabrikationstechnische Vorteile. Bei dem Schieber des Ansaugezylinders fällt die Rückschlagklappe fort, weil sie hier nur unnötige Druckwiderstände hervorrufen würde. Diese Bauart wird heute von fast allen Maschinenfabriken, welche sich mit dem Bau von Luftpumpen befassen, angewendet.

Die bekanntesten trocknen Luftpumpen sind die von Burckhardt und Weiß, Köster, Strnad, Schütz und Balcke. Weiß und Köster verwenden Flachschieber, Strnad, Schütz und Balcke Drehschieber.

Die Luftpumpen von Burckhardt und Weiß werden von der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker, von der Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik, von Burckhardt, von der Ascherslebener Maschinenbau-A.-G. vorm. W. Schmidt & Co. u. a. hergestellt. Die Originalkonstruktion von Weiß hat im Schieber einen Ueberströmkanal für den Druckausgleich, während die Ausschubkanäle auf dem Schieber durch eine schwere gußeiserne Platte geschlossen werden. Die Druckklappe ist an zwei Stahlfedern labil aufgehängt und wird durch schwache Federn belastet. Die Weißsche Rückschlagklappe arbeitet trotz ihres verhältnismäßig großen Gewichtes bei richtiger Federspannung fast geräuschlos, da der Klappe zum Schluß etwa die Zeitdauer eines Hubes im entlasteten Zustand zur Verfügung steht. Einige der diese Luftpumpen bauenden Firmen sind aus Betriebs- und Billigkeitsrücksichten dazu übergegangen, als Rückschlagklappen federnde Stahlblätter zu verwenden. Klein, Schanzlin & Becker führen nach dem Vorschlage des Vortragenden seit 1904 die Rückschlagklappen als selbst federnde Stahlblätter aus Sägeblattstahl von etwa 60 bis 100 mm Breite aus, welche sich bei der Oeffnung gegen einen annähernd nach der elastischen Linie geformten Hubfänger anlegen. Die Aschersleber Maschinenbau-A.-G. rüstet ihre Weiß-Schieber mit Rückschlagklappen nach dem Patent Wiki aus.

Der Vortragende führt die Schieber und einige Luftpumpenbauarten von Klein, Schanzlin & Becker und der Aschersleber Maschinenbau-A.-G. vor.

Die Luftpumpen von Köster werden von der Maschinenbau-A.-G. Pokorny & Wittekind hergestellt; sie haben im Gegensatz zu den Weißschen Luftpumpen keine Schieberkasten, sondern nur in Leisten geführte Schieber. Der Beginn des Ausschubes wird hier durch ein am Zylinder sitzendes Hubventil geregelt. Als besonderer Vorteil dieser Pumpe gilt die Auswechselbarkeit der Rückschlagventile während des Betriebes. Dieser Vorteil fällt aber nicht besonders ins Gewicht; denn bei den meisten Schieberluftpumpen haben die Rückschlagventile nur untergeordnete Bedeutung. Sie regeln nur den Kraftbedarf, auf die Höhe der Luftleere sind sie ohne Einfluß. Um chemische Prozesse, die meistens eine Unterbrechung nicht vertragen, durchhalten zu können, empfiehlt sich eine reichliche Größe der Antriebmaschine.

Die Schieberluftpumpen von Strnad haben für jede Zy-

linderseite einen Drehschieber mit darin eingebauten Rückschlagventilen.

Schütz wendet für beide Zylinderseiten bei seinen Luftpumpen nur einen Drehschieber an. Die Rückschlagventile sitzen wie bei Köster im Schiebergehäuse fest.

Balcke[1]) steuert das Ansaugen durch einen Drehschieber, das Fortdrücken erfolgt durch selbsttätige Ventile. Hier ist der Vorteil, daß die Ventile die Luftleere nicht beeinflussen, nicht gewahrt.

Die Antriebarten der Schieberluftpumpen sind die gleichen wie bei Naßluftpumpen. Der unmittelbare Dampfantrieb wird wenigstens bei größeren Ausführungen wegen seiner bequemen Leistungsregelung bevorzugt.

Der Redner bespricht den Kraftbedarf der trocknen Luftpumpen und geht zu den rotierenden trocknen Kolbenluftpumpen über.

Im Bau von Luftpumpen hat sich auch, wie im Kraftmaschinenbau, das Bestreben geltend gemacht, die hin- und hergehende Bewegung der Kolben- und Gestängemassen durch eine reine Drehbewegung zu ersetzen. In Kassel ist eine umlaufende trockne Luftpumpe entstanden, die sich für Ansaugleistungen bis 200 cbm/st im Dauerbetriebe bewährt haben soll, die Morell-Luftpumpe, welche vom Hessenwerk in Kassel-Bettenhausen hergestellt wird. Die Morell-Luftpumpe ist ein einachsiges Kapselwerk. In einem runden Gehäuse dreht sich ein außerachsig gelagerter Walzenkörper. Das Gehäuse ist seitlich durch Deckel geschlossen, in welchen die als Kugellager ausgebildeten Hauptlager ruhen. Der sichelförmige Arbeitsraum wird durch zwei Druckplatten in zwei Kammern, die Saugkammer und die Druckkammer, geteilt. Bei der Drehung vergrößert sich die Saugkammer, während sich der Inhalt der Druckkammer verkleinert und dabei das angesaugte Gas verdichtet. Saugventile sind an der Pumpe nicht vorhanden. Die Druckplatten steuern selbst die Saugperiode. Die Druckperiode wird durch selbsttätige Druckventile geregelt. Die sehr leichten Druckventile haben hier ebenfalls nur untergeordnete Bedeutung, genau wie bei den meisten Schieberluftpumpen. Saug- und Druckperiode wiederholen sich bei jeder Umdrehung zweimal. Die zulässige Umlaufzahl hängt von der zulässigen Hubzahl der Druckventile ab. Die beiden Druckplatten, die in dem Walzenkörper geführt und gelagert sind, bestehen aus einem Stück und werden durch einen Zapfen mit Rolle so gesteuert, daß die Druckplatten das Gehäuse nicht berühren. Die Dichtung an der Gehäusewand wird von den beweglichen leichten Stahlliderungen bewerkstelligt. Der grundsätzliche Mangel andrer umlaufender Kapselpumpen, das Anpressen der schweren Druckplatten durch die Fliehkraft, ist bei der Morell-Luftpumpe vermieden. Die schädliche Reibungsarbeit bleibt dabei auf ein erträgliches Maß beschränkt, so daß eine Kupplung mit raschlaufenden Motoren möglich ist. Als ein großer Vorzug der Morell-Luftpumpe wird die Abdichtung der kreisenden Teile hingestellt. Die Abdichtung ist als ein Labyrinth-Flächensystem ausgebildet. Zu bemerken ist noch, daß Mantel und Deckel mit Wasserkühlung ausgerüstet sind, eine Druckausgleichvorrichtung aber nicht vorhanden ist. Die erreichbare Luftleere beträgt bei normaler Ausführung 96 bis 97 vH. Will man höhere Luftleeren erzielen, so muß man Oelumlaufschmierung anwenden. Das Oel dient als Dichtmittel und vermindert den Inhalt des schädlichen Raumes. Mit dieser Schmierung sind Luftleeren bis zu 99 vH zu erreichen.

Der Redner geht zu der Quecksilberluftpumpe über. Sie arbeitet sehr langsam, und man tut gut, mit Luftpumpen andrer Bauart vorzuarbeiten und nur die letzten Luftreste mit der Quecksilberluftpumpe zu beseitigen. Ferner erläutert er die Bunsensche Strahlluftpumpe.

Diese hat auch auf den Bau von Wasserstrahl- und Dampfstrahl-Luftpumpen anregend gewirkt. Diese Strahlluftpumpen bestehen aus einer Düse, aus der das Treibmittel mit großer Geschwindigkeit austritt und dabei Luft aus einem geschlossenen Raume am Umfange des Strahles in einen Diffuser durch Reibung mitreißt. In diesem wird die kinetische Energie des Gemisches durch allmähliche Verminderung der Geschwindigkeit in potentielle umgesetzt. Das Mitreißen der Luft durch das Treibmittel ist mit einem Stoß, d. h. mit einem Kraftverlust verknüpft, und da außerdem nur der äußere Mantel des Strahles entsprechend ausgenutzt wird, ist der Wirkungsgrad eines Strahlapparates gering. Infolge ihrer Einfachheit ist die Verbreitung dieser Pumpen trotzdem verhältnismäßig groß. Bahnbrechend auf diesem Gebiete sind Gebr. Körting A.-G. vorgegangen. Die Dampfstrahl-Luftpumpen werden im Eisenbahnbetriebe für die Entlüftung der Vakuumbremsleitung angewendet. Ferner werden sie zur Entlüftung von langen Saug- und Heberleitungen usw. benutzt. Brown, Boveri & Co. verdichten die aus Turbinenkondensatoren abzusaugende Luft durch den sogenannten Vakuumvermehrer, gleichfalls eine Strahlluftpumpe, vor Eintritt in die Luftpumpe vor, wodurch die Abmessungen der Luftpumpe kleiner als sonst üblich werden können. Schwartz & Co. bauen nach den Vorschlägen von Josse luftpumpenlose Oberflächenkondensationen. Das gesamte durch den Kondensator strömende Kühlwasser wird bei diesen Anlagen durch eine Wasserstrahlluftpumpe getrieben, um die Luft abzusaugen[1]).

Weiter gehört hierher der Körtingsche Strahlkondensator, dessen Bau und Arbeitsweise erläutert wird.

Für den Betrieb einer Strahlluftpumpe ist Voraussetzung, daß Wasser oder Dampf von gewisser Spannung zur Verfügung steht. Es lag nun der Gedanke nahe, eine Vorrichtung zu schaffen, in welcher die Erzeugung der kinetischen Energie des Treibmittels und der Strahlapparat vereinigt sind. Die ersten Vorschläge hierfür wurden von Stumpf und von Kolb in ihren Schleuderkondensatoren gemacht, die eine Kondensatorpumpe schaffen wollten, welche von der Dampfturbine mit gleicher Umlaufzahl angetrieben werden kann. Die Luft und das Kondensat sollten gemeinsam mit dem Einspritzwasser nach dem Vorschlage von Stumpf einem Kreisel zugeführt werden. Aus diesem sollte das Wasserluftgemisch durch die eintretende Energievermehrung hinausbefördert werden. Kolb[2]) versuchte es mit einem Kreisel mit Leitvorrichtung und mit einer Ringdüse. Die hochverdünnte Luft ohne Zuhülfenahme eines dichteren Mediums, wie beispielsweise Wasser, und nach Art eines Turbokompressors zu verdichten, ist unmöglich, weil das spezifische Gewicht der Luft zu gering und das Verdichtungsverhältnis zu groß ist. Die ersten Vorschläge von Stumpf und Kolb hatten nicht den erwarteten Erfolg, sie veranlaßten aber andre, weiter an dieser Aufgabe zu arbeiten.

Als Ergebnis dieser Arbeiten sind jetzt zahlreiche »Schleuderluftpumpen« oder »rotierende Luftpumpen« bekannt geworden, die sich trotz etwas höheren Kraftbedarfes als die trocknen Luftpumpen infolge ihrer Einfachheit, ihres geringen Platzbedarfes und ihrer Betriebsicherheit in neuester Zeit steigender Verbreitung erfreuen.

Bei den Pumpen mit Gleichdruckrädern wird der Wasserstrahl unmittelbar von den Radumfängen in die Diffuserdüsen geschleudert; ein merklicher statischer Ueberdruck am Radaustritt ist nicht vorhanden; es ist vielmehr fast die ganze, der Flüssigkeit im Kreisel durch die Fliehkraft erteilte Energie beim Austritt aus dem Kreiselrad in Bewegungsenergie umgesetzt. Die Radschaufeln sind gewöhnlich vorwärts gekrümmt.

Die Luftpumpen mit Ueberdruck erteilen dem Wasser im Laufrade nicht nur eine bestimmte Austrittsgeschwindigkeit, sondern auch noch eine Zunahme an statischem Druck. Der statische Druck wird erst in einer oder mehreren Düsen völlig in lebendige Kraft umgewandelt. Die Schaufeln sind bei diesen Pumpen meistens rückwärts gekrümmt.

Die von den Laufrädern erzeugten Wasserstrahlen reißen die Luftteilchen in die Diffuserdüsen mit und verdichten sie dort auf den Druck der Außenluft. Man will möglichst viele Teile der Wasserstrahlen mit der Luft in Verbindung bringen, um die gewöhnlichen Strahlapparate im Wirkungsgrade zu überflügeln. Mit diesen Luftpumpen werden Luftleeren bis zu 100 vH des theoretischen Wertes erreicht, worunter man den der Schleuderwassertemperatur entsprechenden Verdampfungsdruck versteht.

Zu den bekanntesten Luftpumpen mit Gleichdruckrad gehören die AEG-Luftpumpe und die Westinghouse-Leblanc-Luftpumpe. Die AEG-Luftpumpe[3]) ist aus dem Stumpfschen Kreiselkondensator und aus dem D. R. P. 162580 von W. Grun hervorgegangen. Die AEG-Turbinenfabrik versucht den Kern der Wasserstrahlen dadurch auszunutzen, daß durch das Vorbeistreichen der Wasserstrahlen an festen Kanten Wasserkolben abgeschnitten werden. Diese schließen zwischen sich Luftkolben ein. Der Redner ist der Ansicht, daß die Wasserkolbenbildung nicht in dieser Weise vor sich geht. Nach seiner Schätzung dürfte die Wassergeschwindigkeit am Austritt des Laufrades 30 bis 40 m/sk betragen. Stellt man sich nun vor, daß ein Strahl in der Minute an etwa 800 bis 1000 Kanten vorbeifährt, dann kann man wohl eher annehmen, daß sich ein brausendes Gemisch von Luft und Wasser bildet, und nicht Wasserkolben. An und für sich ist es ziemlich gleichgültig, ob sich der Vorgang in der Pumpe so einstellt, wie er von den Konstrukteuren gedacht

[1]) s. Z. 1906 S. 1645.

[1]) s. Z. 1911 S. 215.
[2]) s. Z. 1908 S. 219.
[3]) s. Z. 1909 S. 703.

ist. Der Kraftverbrauch ist verhältnismäßig nicht zu hoch, und die AEG-Schleuderluftpumpe eignet sich zur Kupplung mit raschlaufenden Turbinen — ein Vorteil, welcher nur wenigen der umlaufenden Luftpumpen eigen ist. Bisher sind Ausführungen bis zu etwa 4000 Uml. min im Betriebe. Die AEG-Luftpumpe ist namentlich für große Leistungen der Kondensationsanlagen geeignet, weil ihre Abmessungen im Verhältnis zur Liefermenge sehr klein ausfallen. Die Kriegsmarine, welche auf kleinstes Gewicht, geringsten Platzbedarf und ölfreies Kondensat großen Wert legen muß, hat diese Luftpumpe mit Vorteil verwendet. Für kleine Luftmengen ist die AEG-Schleuderluftpumpe weniger geeignet, da die Kanäle des Kreisels bei kleinen Schleuderwassermengen zu geringe Abmessungen erhalten und der Wirkungsgrad durch vermehrte Reibung zu schlecht wird. Nach vor zwei Jahren gemachten Angaben braucht eine AEG-Turboluftpumpe für eine Turbinenkondensationsanlage von 50 t/st Dampf bei 3600 Uml./min etwa 80 PS und saugt dabei etwa 28 bis 33 kg Luft aus 96 vH Luftleere ab. Dabei sind zum Betriebe bei Anschluß an die Kondensation etwa 1,7 vH des Gesamtdampfverbrauches erforderlich. Wirtschaftlicher ist es, wenn man den Abdampf der Antriebturbine einer niederen Druckstufe der Hauptturbine zuführt.

Die weiteste Verbreitung hat wohl infolge ihrer Einfachheit die Westinghouse-Leblanc-Luftpumpe[1]) gefunden, die in Deutschland von der Maschinenbau-A.-G. Balcke in Bochum hergestellt wird. Sie wird nur teilweise beaufschlagt. Dadurch ist zum Durchleiten einer bestimmten Schleuderwassermenge ein größerer Kreiseldurchmesser als bei der AEG-Luftpumpe erforderlich, der nur kleinere Umlaufzahlen zuläßt. Eine solche von 2000 in der Minute verursacht bereits Konstruktionsschwierigkeiten. Dann ist schon eine Aufteilung in mehrere Einzelkreisel erforderlich, wodurch die Baulänge der Pumpe größer wird. Luft und Schleuderwasser sollen sich gut mischen. Die das Laufrad verlassenden Wasserstrahlen sind in Scheiben aufgelöst, welche den Austrittsquerschnitten des Laufrades entsprechen. In der Mischdüse wird das Wasserluftgemisch gebildet. Die dem Gemisch verbleibende Strömungsenergie muß noch ausreichen, um die Luft im Diffuser zu verdichten und das Gemisch in die Atmosphäre hinaus zu befördern. Vor einigen Jahren war der Kraftbedarf der W.-L.-Pumpen noch ziemlich hoch, jetzt ist es gelungen, ihn auf ein erträgliches Maß herabzudrücken. Nach Angabe der ausführenden Firma kann eine W.-L.-Pumpe mit 1 PS etwa 9 bis 12 ltr Luft in 1 sk, also 33 bis 44 cbm st, aus einer Luftverdünnung von 95 bis 98 vH absaugen und verdichten. Ein Wasserstrahlsauger von gleicher Größe kann höchstens ein Viertel dieser Werte bewältigen. Man darf eine umlaufende Luftpumpe im Kraftbedarf nicht mit einer trocknen Kolbenluftpumpe vergleichen, denn bei jener ändert sich mit der Höhe der Luftleere der Kraftbedarf nicht im gleichen Maße selbsttätig wie bei dieser. Soll bei W.-L.-Pumpen der Kraftbedarf dem zu fördernden Luftgewicht angepaßt werden, dann muß die Saugleitung gedrosselt werden. Wird die Drosselung zu stark, dann schnappt bei Anlagen mit stark schwankender Luftleere die Pumpe leicht ab. Diesen Nachteil haben alle Schleuderluftpumpen mit Gleichdruckrad. Um das Abschnappen zu verhüten, wird vorgeschlagen, den Schleuderwasserbehälter so aufzustellen, daß das Wasser der Pumpe zufließt. Bei Kondensationsanlagen haben die Schleuderluftpumpen vor trocknen Luftpumpen einen Vorteil voraus. Während diese bei unvorteilhafter Kondensatorbauart große Dampfmengen mit ansaugen und verdichten müssen, wird bei Schleuderluftpumpen der Wasserdampf niedergeschlagen. Diese haben also nur die unkondensierbaren Gase zu verdichten. Wichtig für den Betrieb ist die Verwendung kalten Schleuderwassers. Vorteilhaft benutzt man stets das gleiche Wasser, da es vollständig rein ist; es muß aber in einem Oberflächenkühler gekühlt werden. Die Inbetriebsetzung der Luftpumpen mit Gleichdruckrad, welche eine gewisse Saughöhe zu überwinden haben, erfolgt erst dann, wenn mittels Dampfstrahlgebläses bereits eine Luftleere von etwa 50 vH erzeugt ist.

Ein nicht zu unterschätzender Vorzug der Schleuderluftpumpen vor den einstufigen Kolbenluftpumpen besteht darin, daß der volumetrische Wirkungsgrad vom Vakuum nicht so sehr abhängig ist. Der Erfinder der W.-L.-Luftpumpe, Maurice Leblanc, behauptete sogar bei einem Vortrag in der Société des Ingénieurs Civils de France am 3. November 1911, daß bei seinen Luftpumpen die volumetrische Leistung bei höheren Luftleeren wachse. Nach einer Veröffentlichung des angezogenen Vortrages haben die ersten W.-L.-Pumpen bei 100 mm Q.-S. abs. für 1 ltr Wasser 3 ltr Luft, bei 15 mm Q.-S. abs. 4,4 ltr Luft abgesaugt. Ferner ist in dem Vortrag angegeben, daß eine neue W.-L.-Pumpe bei 50 m/sk Umfangsgeschwindigkeit des Rades und bei einer Wassergeschwindigkeit von 36 m/sk mit 1 ltr Wasser 10 ltr Luft von 15 mm Q.-S. absaugt und auf atmosphärischen Druck verdichtet. Voraussetzung für die angeführten Zahlen ist wohl eine unveränderte Schleuderwassermenge, und damit ein annähernd gleicher Kraftbedarf für die verschiedenen Luftlieferungen. Für kleinere Dampfmengen bis zu 2000 kg/st kann die W.-L.-Pumpe gleichzeitig als Einspritzkondensator verwendet werden. Bei größeren Dampfmengen ist ein besonderer Kondensator erforderlich. Im Jahre 1910 wurden W.-L.-Pumpen bei Dampfkraftanlagen von insgesamt 1600000 PS aufgestellt.

Zum Vergleich mit der AEG-Luftpumpe ist aus den obigen Zahlenangaben die Luftleistung für 1 PS in kg ausgerechnet. Das ergibt für 1 PS-st eine Luftförderung von 0,5 kg gegenüber 0,37 bis 0,43 kg der AEG-Pumpe. Aus diesem Vergleich ist zu ersehen, daß die Westinghouse-Leblanc-Pumpe etwa 20 vH weniger Kraft für gleiche Luftmengen erfordert. Bei Turbinenantrieb kommt diese Ersparnis nicht zur Geltung, weil die Antriebturbine infolge der niedrigeren Umlaufzahlen schlechter arbeitet. Nach den im Engineering 1908 veröffentlichten Versuchen von Leblanc, die von Stodola[1]) zusammengestellt sind, nutzen die W.-L.-Pumpen wie alle Schleuderluftpumpen die aufgewendete Arbeit nur wenig aus. Rechnet man als Nutzarbeit nur die Verdichtungsarbeit der angesaugten Luft, dann ergibt sich eine Energieausnutzung von nur 7 vH; 60 bis 80 vH der Gesamtarbeit gehen nach den Versuchen von Stodola als Reibungs- und Stoßarbeit verloren.

Der Redner geht zu den Schleuderluftpumpen mit Ueberdruck über. Die Luftpumpe der Bauart Thyssen-Pfleiderer[2]) wird von der Maschinenfabrik Thyssen & Co. in Mülheim-Ruhr hergestellt. Sie ist aus dem Kolbschen Kreiselkondensator weiterentwickelt. Pfleiderer verwendet zwei Reaktionsräder, die spiegelbildlich zueinander angeordnet sind, um den Achsenschub aufzunehmen. Aus den Kreiseln tritt das Wasser wie bei einer normalen Kreiselpumpe in mit Schaufeln versehene Leitvorrichtungen. Diese sind am Austritt als Ringdüsen ausgebildet. Die aus diesen Düsen austretenden dünnen Wasserscheiben werden in ringförmige feststehende Fangdüsen geworfen, wobei sie das Dampfluftgemisch mit ansaugen und verdichten. Die bemerkenswerteste Neuerung gegenüber dem Kolbschen Kreiselkondensator ist die, daß von den Leitvorrichtungen nur die mit Leitschaufeln versehenen Wände stillstehen, während die beiden mittleren auf der Welle lose gelagert sind. Die mittleren Wände drehen sich mit einer Geschwindigkeit, welche von der Reibung der Welle und der Wasserreibung abhängig ist. Die Drehung und freie Beweglichkeit der einen Wand der als Leitvorrichtung dienenden Ringdüse ergibt verschiedene Vorteile:

1) Es wird eine Verstopfung der engen Austrittsspalte vermieden. Feste Gegenstände, z. B. Holzspäne, die zwischen beide Wände geraten, werden in kurzer Zeit zermahlen;

2) die Spaltbreiten der Austrittdüsen stellen sich selbsttätig genau gleich breit ein. Durch diesen Umstand ist es möglich, eine Herabminderung der Schleuderwassermenge und damit des Kraftbedarfes bei geringerer Belastung durch Verstellung nur einen äußeren Düsenwand zu erreichen;

3) nach Auffüllung des Kreisels mit Schleuderwasser fördert die Pumpe auch dann sofort Luft, wenn noch gar keine Luftleere in dem zu entlüftenden Behälter vorhanden ist. Die Arbeitsweise ist also von der Höhe der Luftleere gänzlich unabhängig, wie auch die Gefahr des Abschnappens der Saugwassersäule bedeutend vermindert ist;

4) die einzelnen Wasserfäden werden gedreht. Die Fliehkräfte lösen die Wasserstrahlen nach Austritt aus der Ringdüse in feine Teile auf, so daß eine große Wasseroberfläche entsteht und das Schleuderwasser sich in allen Teilen mit Luft sättigen kann.

Das Dampfluftgemisch wird tangential an die Wasserscheibe herangeführt. Auf diese Weise ist es möglich, die Strömungsenergie des Dampfes mit zum Beschleunigen des Schleuderwassers auszunutzen. Dieser Vorteil kommt besonders dann zur Geltung, wenn die Pumpe als Mischkondensator arbeitet.

Außer diesen Merkmalen haben überhaupt die Schleuderluftpumpen mit Ueberdruckrädern vor den Pumpen mit Gleichdruckrädern folgende Vorzüge:

1) Die zulässige Saughöhe des Schleuderwassers ist höher.

2) der Wirkungsgrad einer Pumpe mit Ueberdruckrad

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1097; 1909 S. 1246; 1910 S. 1625, 2099; 1911 S. 213, 1797.

[1]) s. Stodola »Die Dampfturbinen« 4. Auflage.

[2]) s. Z. 1911 S. 318.

ändert sich bei Leistungsänderung durch Drosselregelung in weiteren Grenzen nur wenig,

3) der Wirkungsgrad ist höher, der Verschleiß geringer, weil die Wassergeschwindigkeit kleiner ist, die Reibungsverluste deshalb auch niedriger sind.

Eingehende Versuchszahlen über die Leistung der Thyssen-Pfleiderer-Pumpe sind nicht bekannt geworden. Die Firma Thyssen gibt nur an, daß eine Pumpe bei einer Kondensationsanlage von 30000 kg/st Dampf nur 20 PS gebraucht. Gewöhnlich rechnet man bei Turbinenkondensationen als abzusaugendes Luftgewicht $^1/_{1500}$ bis zu $^1/_{1800}$ des Kondensates. Legt man diese Zahl zugrunde, so erhält man für 1 PS eine Luftlieferung von über 0,8 kg/st, ein Wert, welcher gegenüber demjenigen andrer Bauarten hoch erscheint. Unter diesen Umständen muß man der im Anfang des Jahres 1911 versprochenen Veröffentlichung eines Versuches mit dieser Pumpenbauart mit großer Spannung entgegensehen. Die Thyssen-Pfleiderer-Pumpe scheint zur Kupplung mit raschlaufenden Turbinen geeignet zu sein.

Eine Luftpumpe ganz eigenartiger Bauweise ist die Rees-Roturbo-Luftpumpe, eine englische Bauart, für welche Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft das Ausführungsrecht für Deutschland erworben hat. Die Rees-Roturbo-Luftpumpe baut sich auf der Kreiselpumpe gleichen Namens auf. Bei dieser ist der Kreisel eine umlaufende, trommelförmige Kammer von großem Inhalt. In der Trommel wird durch die Fliehkraft ein etwas höherer als der endgültig verlangte Druck erzeugt. Am Trommelmantel des Kreisels sind in der Drehrichtung stark nach rückwärts geneigte Düsen angeordnet, durch welche das Fördermittel austritt. Zur Weiterbewegung der Förderflüssigkeit wird nur ein kleiner Teil des vorhandenen Druckes in den Austrittdüsen ohne große Verluste in Geschwindigkeit umgesetzt. Die Umsetzung von potentieller Energie in kinetische geschieht mit besserem Wirkungsgrad als umgekehrt. Davon ist der Erfinder ausgegangen, und er hat bei seiner Kreiselpumpe nur eine geringe absolute Austrittgeschwindigkeit angestrebt, die in weiten Leitkanälen wieder in Druck umgewandelt wird. Bei den bisher bekannten Kreiselpumpen wird der Förderflüssigkeit, je nach der Schaufelform, eine kleinere oder größere Austrittgeschwindigkeit und ein größerer oder kleinerer Druck erteilt. Die Austrittgeschwindigkeit wird in der Leitvorrichtung wie bei der Roturbopumpe in potentielle Energie umgewandelt. Die größte absolute Austrittgeschwindigkeit hat die Gleichdruckschaufelung mit vorwärts gekrümmten Schaufeln, eine bereits erheblich kleinere die rückwärts gekrümmte Ueberdruckschaufelung, und die kleinste der Roturbo-Kreisel. Die Hauptverluste der Kreiselpumpen bestehen in den Reibungs- und Stoßverlusten, und da letztere mit den Quadraten der relativen und absoluten Geschwindigkeiten wachsen, so hat der Erfinder der Rees-Pumpe den rechten Weg eingeschlagen. Auch Versuche haben die Richtigkeit dieser Ueberlegung erwiesen. Bei Abnahmeversuchen sind wiederholt Wirkungsgrade von über 80 vH nachgewiesen worden, und zwar bei unbearbeiteten Laufrad- und Leitradschaufeln. Eine Rees-Roturbo-Kreiselpumpe ergab sogar bei einer Liefermenge von 13,5 cbm/min auf 38 m Förderhöhe einen Wirkungsgrad von 86 vH. Die doppelte Energieumsetzung, Druck-Geschwindigkeit-Druck, ist also, wie man aus diesen Versuchswerten ersehen kann, nicht nachteilig.

Der innere Teil des Kreisels der Rees-Roturbo-Luftpumpe ist wie bei der Kreiselpumpe als Flüssigkeitskammer ausgebildet. Die Schleuderflüssigkeit strömt durch die Kammer mit kleiner Radialgeschwindigkeit. Die Fliehkraft verursacht am Trommelmantel eine erhebliche Drucksteigerung. Im Gegensatz zur Kreiselpumpe wird aber hier nicht ein kleiner Teil des Druckes, sondern der ganze erzeugte Druck in den Düsen des Trommelumfanges in Geschwindigkeit umgesetzt. Die Düsen befinden sich als kleine radiale Bohrungen in großer Zahl auf dem ganzen Umfange der Trommel. Der Trommelmantel hat die Form eines Rotationshyperboloids; je zwei Düsen sind so gestellt, daß die austretenden Flüssigkeitsstrahlen sich unter spitzem Winkel treffen und dadurch fächerartig auseinander stäuben. Bei der Drehung des Kreisels bildet sich in der Mittelebene der äußeren Laufradkammer aus zahlreichen Strahlen eine zusammenhängende Flüssigkeitsscheibe, die sich infolge der Schleuderwirkung bis zur feststehenden Leitvorrichtung ausbreitet. Durch seitliche Oeffnungen in der Wandung der äußeren Laufradkammer ist diese mit dem zu entlüftenden Raum verbunden. Die Flüssigkeitsscheibe übt auf das anzusaugende Dampfluftgemisch eine saugende Wirkung aus und reißt es nach der äußeren Laufradbeschaufelung. Diese erteilt dem Gemisch eine nochmalige Beschleunigung und wirft es in den Diffuser. In diesem wird das Wasserluftgemisch auf atmosphärische Spannung verdichtet. Die Dampfreste sind bei der Mischung in der äußeren Laufradkammer bereits niedergeschlagen. Das Schleuderwasser wird durch die Fliehkraft vorzüglich aufgelöst, so daß eine ausgezeichnete Mischung zwischen Wasser und Luft erzielt wird. Nach Angabe der ausführenden Firma soll der Schleuderwasserbedarf sehr gering sein. Die große Mischkammer gestattet, die Pumpe ohne weiteres als Mischkondensator zu verwenden. Im großen und ganzen hat die Rees-Pumpe die gleichen Vorzüge wie die Thyssen-Pfleiderer-Pumpe. Eine Regelung des Kraftbedarfes nach der verlangten Luftmenge ist jedoch nicht möglich; auch scheint sich die Pumpe wegen des großen Kreiseldurchmessers weniger für hohe Umlaufzahlen zu eignen. Bei Normalleistung und 95 vH Luftleere saugt die Rees-Pumpe auf 1 PS-st bei 1000 Uml./min etwa 0,76 kg Luft ab.

Zum Schlusse bespricht der Vortragende die Verfahren zur Messung der angesaugten Luftmenge. Er behandelt dabei ein von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt vorgeschlagenes Verfahren für die Ermittlung des volumetrischen Wirkungsgrades einer zweistufigen Schieberluftpumpe bei 2 mm Q.-S. abs., das bei einer zweistufigen Schieberluftpumpe von Klein, Schanzlin & Becker von 1000 cbm/st Hubvolumen noch eine effektive volumetrische Leistung von etwa 60 vH ergab. In neuerer Zeit wird die Luftmenge meistens durch kalibrierte Düsen gemessen [1]).

Sitzung vom 4. Juni 1912.

Vorsitzender: Hr. Henkel. Schriftführer: Hr. Solltmann.

Anwesend 18 Mitglieder.

Hr. Hartmann beendet seinen Vortrag über die Luftleere.

Sitzung vom 3. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Henkel. Schriftführer: Hr. Doetloff.

Anwesend 15 Personen.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart [2]).

Hr. L. Rieck macht Mitteilungen über den Umbau von Sattdampfmaschinen in solche für hochüberhitzten Dampf. Die erste und anscheinend auch einzige Maschinenfabrik, die den Umbau alter Sattdampfmaschinen für Heißdampf in die Hand genommen hat, ist die Aschersleben Maschinenbau-A.-G. vormals W. Schmidt & Co., die etwa 100 Dampfmaschinen älterer Bauart verschiedensten Fabrikates und in allen Größen für den Betrieb mit hochüberhitztem Dampf umgebaut hat. Der Zweck des Umbaues, den Dampfverbrauch wesentlich zu verringern, ist nach den Angaben der Firma immer gelungen, und die gegebenen Garantien sollen stets erfüllt worden sein.

Eine zweckmäßig umgebaute Dampfmaschine ist praktisch einer neuen Heißdampfmaschine gleichwertig. Es werden nur der Hochdruckzylinder und die Steuerung neu geliefert (im besprochenen Fall eine König-Steuerung), da Rahmen und Schwungrad mit Kurbelwelle meist stark genug und brauchbar sind. Ein solcher Umbau dauert je nach der Größe der Maschine 4 bis 10 Tage und macht sich in der Regel infolge der Kohlenersparnis in sehr kurzer Zeit, bei größeren Anlagen in 1 bis 2 Jahren, bezahlt. Abgesehen von diesen Ersparnissen erzielt man aber auch vielfach eine wesentlich besser arbeitende Maschine und größere Betriebsicherheit. Bei großen Maschinen für Spinnereien usw. kann der Umbau meist in der Ruhezeit zwischen Weihnachten und Neujahr, also ohne jede Betriebstörung ausgeführt werden.

Der Redner macht Mitteilungen über einzelne Umbauten und weist darauf hin, daß die Ersparnisse gegenüber den alten Sattdampfmaschinen bisweilen bis zu 40 vH betragen.

An den Vortrag schließt sich eine Besprechung, in der darauf hingewiesen wird, daß die König-Steuerung an sich nichts mit der Verwendung von hochüberhitztem Dampf zu tun hat. Es kommt hauptsächlich auf ein richtig konstruiertes und gut geheiztes Ventil sowie auf richtige Kolben-, Stopfbüchsen- und Zylinderkonstruktionen an. Der Vorsitzende kommt auf den Grundgedanken der Ausführungen des Hrn. Rieck zurück und erklärt, daß 30 bis 40 vH aller Maschinen erheblich zu viel Dampf verbrauchen. Je billiger in einem Bezirk die Kohlen sind, um so schlechter sind erfahrungsmäßig die Maschinen. Es muß viel mehr indiziert werden und es müssen mehr genaue Untersuchungen der gesamten Dampfanlagen vorgenommen werden.

[1]) Vergl. Z. 1912 S. 1798, 1837.

[2]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Bücherschau.

Handbuch der Baustatik. Vorträge und Abhandlungen von A. F. Zschetzsche, ord. Professor an der K. K. Technischen Hochschule in Wien. Anordnung, statische Kennzeichnung und statische Wertung der Tragwerke mit Berücksichtigung der Kriegsbrückensysteme. Des Gesamtwerkes erster Band. 552 S., 379 Fig., 29 Tabellen und 10 Tafeln. Düsseldorf 1912, A. Bagel. Preis in Glanzleinen 25 *M* oder 30 Kr.

Das weit ausholende und großzügig angelegte Werk ist ersichtlich aus einer innigen Verbindung theoretischer Betrachtung des Akademikers mit der Verfolgung bestimmter technischer Zwecke in der Tätigkeit des Bauingenieurs hervorgegangen; man empfindet das beim Lesen mit der wohltuenden Erkenntnis, daß den Erörterungen stets ein technischer Gesichtspunkt zugrunde gelegt ist. Daraus ergibt sich, daß die behandelten Gegenstände nicht, wie es sonst wohl in Lehrbüchern geschieht, nur mit Rücksicht auf die Vorführung bestimmter Verfahren zur Lösung der Aufgabe ausgewählt sind, so daß das Ziel die Nebensache, der Weg zum Ziele die Hauptsache wird. Vielmehr sind die Ausgänge und Ziele durchaus ernsten wirklichen Ingenieuraufgaben entnommen, und in jedem Fall ist dasjenige Mittel zur Lösung verwendet, das sich dem Fall am wirksamsten fügt. So erscheinen Stärkenermittlungen durch Momentenaufstellung, durch Kräftepläne, durch die Hülfsmittel der Bewegungslehre an Verschiebungsplänen, Formänderungsplänen und Polbestimmungen, durch Verschiebungs- und Formänderungsarbeit und durch Elastizitätsgleichungen immer unter ausgiebiger Verwendung von Einflußlinien nicht selbst als Grundlage der Entwicklungen, sondern sie werden nach freier Wahl, scheinbar ohne planmäßigen Zusammenhang, in die Betrachtung der Eigenschaften bestimmter Bauwerke oder Bauteile eingeschaltet. Durch diese Betrachtungsweise gewinnt das Werk ungemein an Lebenswärme, sie zeichnet es unter vielen desselben Gebietes aus.

Wie schon angedeutet, bemächtigt sich das Werk mit großer Freiheit des Griffes aller neuesten Mittel der Statik, sie nach verschiedenen Richtungen umgestaltend und erweiternd, und in überwiegendem Maß auf ungewöhnlichere, zum Teil neuartige Bauformen anwendend. Wir erwähnen besonders die Vierecke und Fünfecke enthaltenden Bauwerke, bei denen der Satz Desargues vom verwandelbaren Dreiecke verwendet wird, die eingehende Erörterung zahlreicher räumlicher Fachwerke unter Stabvertauschung und Einführung der Arbeit von Knotenverschiebungen, die Erörterung der einfachsten und steifsten Zusammensetzung von Fachwerkträgern mit Schrägenkreuzen ohne Pfosten als Grundlage von Kriegsbrücken an der Hand von Verschiebungsplänen und Vielecken der winkelrechten Geschwindigkeiten, und zu demselben Zwecke der ein- und mehrgeschossigen Fachwerke mit Pfostendreiecken.

Dabei ist der Geschichte der Entwicklung aller dieser Mittel der Statik eingehend gedacht, so daß die Schöpfer dieser Grundlagen in ihrer Wirksamkeit geschildert erscheinen und gerade dadurch betont wird, was der Verfasser an Eigenem hinzutut. In dieser Freiheit der Anerkennung aller Verdienste bei voller Beherrschung ihres Wesens erkennen wir eine besonders anmutende Eigenschaft des Buches, die dem Verfasser auch das Recht gibt, die eigenen Verdienste zu betonen.

Der Verfasser nimmt das geistige Eigentum namentlich in Anspruch für eine räumliche Kuppelbildung, die auch vereinzelter Belastung gegenüber durchführbar bleibt, während diese bekanntlich in einer vielseitigen Schwedlerkuppel unaufnehmbare Spannkräfte erzeugt (das angegebene Kuppelnetz beruht auf Verwendung gelenkig geschlossener Scheibenwerke an Stelle der einfachen Ringe); ferner für die Auflösung der Lagerung in der Ebene und im Raum in Gruppen von Lagern, deren jedes nur einen Lagerwiderstand liefert; dann für die planmäßige Durchforschung des Rhombenfachwerkes unter Sonderung des Brauchbaren vom Unbrauchbaren; schließlich für selbständige Erweiterungen der Gesetze über die Formänderungsarbeit und die Wechselbeziehungen statischer Größen und der Formänderungspläne, Grundlagen, die in den folgenden Bänden zur Auswertung gelangen sollen.

Es ist nicht wohl möglich, hier alle hervorstechenden Besonderheiten des überaus inhaltreichen Werkes zu betonen, wir können dem Leser deren Aufsuchung selbst überlassen; denn die Benutzung des Buches ist ungewöhnlich anregend.

Wir halten das Buch für eine hoch einzuschätzende Bereicherung des technisch-wissenschaftlichen Bücherschatzes, betonen, daß schon dieser erste Band als selbständiges und ohne den Zusammenhang mit dem Folgenden schon voll zur Geltung kommendes Werk zu betrachten ist und wünschen dem vortrefflichen Buche, in dem nur die sehr reichliche und zum Teil neuartige Verwendung von Fremdwörtern den Leser etwas stört, die ihm gebührende weite und schnelle Verbreitung bei Alt und Jung in technischen und wissenschaftlichen Kreisen.

Eine sehr sorgfältige Ausstattung kommt der Erleichterung der Aufnahme des nicht leicht zu bewältigenden Stoffes zugute. Dr.-Ing. Barkhausen.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Der Elektrizitätszähler. Seine Wirkungsweise, Konstruktion und praktische Handhabung. Für die Bedürfnisse der Praxis dargestellt, auch als Lehrbuch für Studierende und Ingenieure. Von R. Ziegenberg. Berlin 1912, Hermann Meußer. 363 S. mit 213 Fig. Preis 10 *M*.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen. 20. Bändchen: Das Eisenhüttenwesen. 4. Aufl. Von Dr. H. Wedding und Fr. W. Wedding. Leipzig 1912, B. G. Teubner. 108 S. mit 24 Fig. Preis 1,25 *M*.

Das bekannte gemeinverständlich geschriebene Büchlein des verstorbenen Altmeisters der Eisenhüttenkunde ist in seiner neuen Auflage von seinem Sohn und Schüler gründlich umgearbeitet worden. Der erste Abschnitt über die Geschichte des Eisens und der zweite über die theoretischen Grundlagen des Eisenhüttenwesens sind stark erweitert, der dritte und der vierte Abschnitt sind neu geschaffen worden. Der dritte handelt von den Eisenkohlenstofflegierungen und berücksichtigt u. a. auch die neueren Forschungsergebnisse der Metallographie, der vierte spricht über die Eigenschaften des technisch verwertbaren Eisens. Alle andern Abschnitte sind zum Teil unter Ersatz der alten Bilder durch neue den Fortschritten der neueren Zeit angepaßt worden.

Maschinentechnisches Lexikon. Von F. Kagerer. 23. bis 26. Lieferung. »Mattbrennen« bis »Schleifmaschinen«. Wien 1912, Jos. Eberle & Co. S. 721 bis 848. Preis der Lieferung 70 *Ḥ*.

Schweizerischer Elektrotechnischer Verein und Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke. Statistik über Starkstromanlagen. Allgemeiner Teil. Zentralanlagen Kategorie A. Eigentliche Elektrizitätswerke mit Stromlieferung an Dritte für 1910. Bearbeitet vom Generalsekretariat des S. E. V. Zürich 1912, Fachschriften-Verlag und Buchdruckerei A.-G.

Beitrag zur Berechnung der Luftschrauben unter Zugrundelegung der Rateauschen Theorie. Von Dipl.-Ing. Cl. Dornier. Berlin 1912, Julius Springer. 108 S. mit 66 Fig. Preis 5 *M*.

Die elektrischen Einrichtungen der Eisenbahnen. Eine Anleitung zum Selbststudium der Telegraphen-, Telephon- und elektrischen Signal-Einrichtungen. Von A. Prasch, R. Bauer und O. Wehr. 3. Auflage. Wien und Leipzig 1913, A. Hartlebens Verlag. 432 S. mit 353 Fig. und 4 Tafeln. Preis 6 *M*.

La chaufferie moderne. Alimentation des chaudières et tuyauteries de vapeur. Von J. Guillaume und A. Turin. Paris 1912, H. Dunod & E. Pinat. 260 S. mit 272 Fig. Preis 10 Fr.

Technische Bücherei. Ein Musterkatalog und literarischer Ratgeber auf dem Gebiete der Technik und der mit ihr verwandten Disziplinen. 1. Teil. Im Auftrage der Redaktion der Technischen Monatshefte zusammengestellt von G. Biedenkapp, Bräter, Graff, Günther, Schells, Scholtes, Vosseler, Wertheimer u. a. Stuttgart 1912, Franckhsche Verlagbuchhandlung. 50 S. Preis 50 *Ḥ*.

Chemisch-technische Bibliothek. Bd. 81: Eisen und Eisenwaren. 1. Teil: Die Darstellung des Eisens und der Eisenfabrikate. Von E. Japing, bearbeitet von H. Krause. 2. Auflage. Wien und Leipzig 1912, A. Hartlebens Verlag. 336 S. mit 98 Fig. Preis 5 ℳ.

Wissenschaftliche Abhandlungen der Kaiserlichen Normal-Eichungs-Kommission. (Fortsetzung der »Metronomischen Beiträge«) VIII. Heft: Zur Bestimmung der Ausdehnung von Materialien am Abbe-Fizeauschen Dilatometer. Von Dr. W. Bein. — Ueber die Ausdehnung von gehärteten und ungehärteten Stahlkörpern. Von Dr. W. Block. — Ueber die Bestimmung der thermischen Ausdehnung von festen Körpern mittels der Spiegelmethode und über einige dabei erhaltene Resultate. Von Dr. W. Block. — Der große Komparator der Kaiserl. Normal-Eichungskommission. Von Dr. W. Kösters. — Untersuchungen am Besselschen Basismeßapparat. Von Dr. P. Thomas. — Die Nachprüfung der Längenhauptnormale der Eichungsaufsichtsbehörden und die thermische Ausdehnung von Messing. Von Dr. G. F. K. Langbein. — Bestimmung der Oberflächenspannung von Alkohol-Wasser-Mischungen nach der Kapillarwellenmethode. Von Prof. Dr. Leo Grunmach. Berlin 1912, Julius Springer. 196 S mit 42 Fig. Preis 9 ℳ.

Inhaltsverzeichnis der Jahrgänge 1901 bis einschließlich 1910 (XXI bis XXX) vom Zentralblatt der Bauverwaltung. Herausgegeben im Ministerium der öffentlichen Arbeiten. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 154 S. Preis 7 ℳ.

Die Dampfmaschine in Frage und Antwort. Kurzgefaßte Zusammenstellung nebst Aufgabensammlung für den Gebrauch beim Unterricht, beim Selbststudium und in der Praxis. Von C. Kahle. Heft 1: Einzylindermaschinen (Wechselstromdampfmaschinen). Berlin 1913, Ernst Siegfried Mittler & Sohn. 111 S. mit 91 Fig. Preis 2 ℳ.

Das neue Versicherungsgesetz für Angestellte vom 20. Dezember 1911. Berlin, L. Schwarz & Co. Verlag. 96 S. Preis 1,35 ℳ.

Sammlung Göschen Nr. 609: Einführung in die moderne Hochspannungstechnik. Von Dr.-Ing. K. Fischer. Berlin und Leipzig 1912, G. J. Göschen. 142 S. mit 92 Fig. Preis 80 ₰.

Formeln und Tabellen zur Berechnung von Platten und Plattenbalken mit doppelter und einfacher Armierung ohne und mit Berücksichtigung von Betonzugspannungen. Von L. Landmann. Wiesbaden 1912, C. W. Kreidels Verlag. 17 S. Preis 1,30 ℳ.

Die Schwierigkeiten der Geschäftskorrespondenz. Zugleich ein Hülfsbuch für den Bank- und Wechselverkehr. Von E. Bastian. 2. Auflage. Stuttgart 1913, Muthsche Verlagshandlung. 100 S. Preis 2 ℳ.

Kataloge.

Bopp & Reuther, Armaturen-, Pumpen- und Wassermesserfabrik, Mannheim-Waldhof. Kühl- und Hauswasserpumpen, Type J.

C. G. Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz. Festschrift zur Feier des 75 jährigen Bestehens.

F. W. Breithaupt & Sohn, Mathematisch-mechanisches Institut, Kassel. Festschrift zum 150 jährigen Bestehen des Institutes.

Ludwig Loewe & Co., A.-G., Berlin. Kataloge: Drehbänke, Fabrikausrüstungen, Heald-Schleifmaschinen, Cincinnati-Hobelmaschinen, Normalien.

Robert Bosch, Stuttgart. Der neue Bosch-Magnet.

Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen, Düsseldorf-Grafenberg. Material-Prüfmaschinen.

Erdmann Kircheis, Maschinenfabrik und Eisengießerei, Aue i. Sachsen. Blechbearbeitungsmaschinen.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

The West process for sintering flue dust Von West. (Iron Age 24. Okt. 12 S. 954/58*) Nach dem Verfahren des Verfassers wird der sehr eisenhaltige Gichtstaub auf den Carnegie-Werken in einem Ofen mit beweglichem Boden zu Stücken zusammengebacken und im Hochofen verwertet. Analysen.

Die Aufbereitung von Zink- und Bleierzen in Oberschlesien. Von Pütz. (Metall u. Erz 22. Okt. 12 S. 41/59*) Abdruck des in Z. 1912 S. 1680 im Auszug wiedergegebenen Vortrages.

Bergbau.

Abbau mit hohem Stoß unter Verwendung von Abbaufördereinrichtungen. Von Bolesta-Malewski. Schluß. (Glückauf 2. Nov. 12 S. 1789/96*) Wirtschaftlichkeit. Kohlenkosten.

Dampfkraftanlagen.

Boiler-furnace for mechanical or gas-firing. (Engng. 1. Nov. 12 S. 617*) Drei Lancashire-Kessel von Ed. Bennis & Co. mit Dampfüberhitzern sind für mechanische Kohlenfeuerung und für Heizung mit Gas eingerichtet worden. Schnitt durch die Feuerung.

Zur Berechnung der Deckenträger für Feuerbüchsen. (Z. bayr. Rev.-Ver. 31. Okt. 12 S. 191/93*) Nachrechnung der Spannungen in den Feuerbüchsenträgern zweier Lokomobilkessel nach dem Verfahren von v. Bach.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau. Von Münzinger. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 9. Nov. 12 S. 1817/24*) Steilrohr-Schnellstrom-Kessel von J. E. Christoph, Steilrohrkessel von A. Borsig, Stirling-Kessel der Babcock & Wilcox-Werke, Hochleistungskessel von Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Burckhardt-Hochleistungskessel von Jacques Piedboeuf. Einmauerung der Steilrohrkessel. Schluß folgt.

Dampfturbinenkraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken in Rheinland-Westfalen, Belgien, Nordfrankreich und England. Von Hoefer. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 30. Okt. 12 S. 474/78*) S. Zeitschriftenschau vom 9. Nov. 12.

Einige Untersuchungs-Ergebnisse von Maschinen und Turbinen mit Gegendruck und Zwischendampfentnahme. Von Kammerer. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Okt. 12 S. 195/200*) S. Zeitschriftenschau vom 2. Nov. 12.

Eisenbahnwesen.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engng. 1. Nov. 12 S. 591/93*) Meinungsaustausch zum Vortrag von Dalby: »Characteristic dynamical diagrams for the motion of a train during the accelerating and retarding periods«, s. nachstehenden Aufsatz.

Acceleration and retardation diagrams for trains. Von Dalby. (Engng. 1. Nov. 12 S. 618/23*) Entwicklung von Formeln und Schaubildern mit Hülfe der Aufzeichnungen eines Dynamometers.

Auszug aus der Mitteilung Nr. 4 der Schweizerischen Studienkommission für elektrischen Bahnbetrieb betreffend die Systemfrage und die Kostenfrage für den hydroelektrischen Betrieb der schweizerischen Eisenbahnen. (Schweiz. Bauz. 2. Nov. 12 S. 235/40*) Die Untersuchungen ergeben, daß sich für die Verhältnisse der Schweizerischen Bundesbahnen der Einphasenstrom von rd. 15 Per. und 15000 V Spannung in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht am besten eignet. Uebersicht über den Kraftbedarf für den elektrischen Betrieb aller Schweizer Bahnen.

Betriebsverstärkungen auf dem Bahnnetz des Londoner Innenringes seit Einführung elektrischer Zugkraft. Von Kemmann. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Nov. 12 S. 644/53*) Plan und ausführliche Beschreibung des Betriebsnetzes der Londoner inneren Ringbahn. Zur Verstärkung des Betriebes ist die Zugfolge verdichtet, sind Eilzüge eingelegt und selbsttätige Signale eingeführt worden. Entwicklung der einzelnen Strecken: Die Distriktbahn. Schluß folgt.

Die Personenlokomotiven der europäischen Staaten. Von Baecker. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1. Nov. 12 S. 693/97*) 1 C 2-, 1 E- und 1 F-Vierzylinder-Verbund-Heißdampflokomotive der österreichischen Staatsbahnen. 1 E-Zwillings-Heißdampflokomotive der Südbahn.

Heißdampf-Kleinbahnlokomotiven. Von Schwickart. Schluß. (Verk. Woche 2. Nov. 12 S. 89/97*) E- und C-Tenderlokomotive für 760 mm Spurweite mit Verbundwirkung und Zweistufen-Ueberhitzer von Maffei. Ergebnisse der Versuchsfahrten.

Rectangular engine house with ladder track connection. (Eng. News 24. Okt. 12 S. 776/77*) Der 28,67 × 33,55 qm große rechtwinklige Lokomotivschuppen hat 4 Einfahrttore und kann 16 Lokomotiven aufnehmen. Querschnitt.

Die Betriebswerkstätten der Eisenbahndirektion Hannover. Von Simon. (Organ 1. Nov. 12 S. 371/73 mit 1 Taf.) Grundrisse der Betriebswerkstätten und Lagepläne der Lokomotiv-

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

schuppen in Minden, Bremen-Walle, Bremen-Hauptbahnhof, Hameln, Oebisfelde und Hildesheim.

Hartford trackwork of the Connecticut Company. (El. Railw. Journ. 19. Okt. 12 S. 874/81*) Einzelheiten des Oberbaues. Organisation der Streckenarbeiten. Schienenverlege-Wagen. Förderwagen für Streckenbaustoffe.

Neuere Schiebebühnen. (Organ 1. Nov. 12 S. 367/71* mit 2 Taf.) Die Hauptträger der Bühnen ruhen auf zwei Stützen. Infolge der statisch bestimmten Lagerung haben Unebenheiten der Laufschienen keinen schädlichen Einfluß. Ausführungen von Vögele-Mannheim, Windhoff & Co. und der Maschinenbauanstalt Eßlingen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Belastungsversuch mit einem eisernen dreiendigen Träger auf drei Stützen. Von Sonntag. (Glaser 1. Nov. 12 S. 171/74*) Durchbiegungen des im Grundriß Y-förmigen Trägers.

Die Dachkonstruktion über dem neuen Gasbehälter in Berlin-Tegel. Von Mecklenbeck. (Z. Ver. deutsch. Ing. 9. Nov. 12 S. 1805/10*) Der Behälter von rd. 75 m Dmr. und 90 m Höhe enthält 225000 cbm Gas. Schnittzeichnungen. Ausführliche statische Berechnung der Dachkonstruktion. Schluß folgt.

Steel framework of the Union Life Insurance building. (Eng. Rec. 19. Okt. 12 S. 430/31*) Windversteifung. Im vierten Stockwerk des Gebäudes hat man Fachwerkträger von 16,4 m Spannweite und 4,70 m Höhe eingebaut, um die Säulen der oberen Stockwerke abzufangen. Dachbinder. Einzelheiten.

Elektrotechnik

Untersuchungen über Elektrizitätstarife. Von Richter. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 3. Nov. 12 S. 919/24*) S. Zeitschriftenschau vom 9. Nov. 12.

The Jordan River power development. Schluß. (El. World 19. Okt. 12 S. 815/22*) Das Kraftwerk enthält ein Peltonrad von 6000 PS mit einer Drehstromdynamo für 2300 V. Der Strom wird in drei Transformatoren für je 1400 KVA auf 40000 V gebracht. Schaltanlagen.

Wasserkraftanlage mit Holzstoff- und Papierfabrik Wolfsheck der Firma E. Holtzmann & Cie. in Weisenbachfabrik (Baden). Von Oesterlen. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 9. Nov. 12 S. 1810/17*) Einzelheiten der Holzschleiferei und der Papierfabrik mit 7 Horne-Holländern und 2 Papiermaschinen für 2400 und 3200 mm Papierbreite mit elektrischem Antrieb.

Rock River hydroelectric development. (El. World 26. Okt. 12 S. 871/73*) Kraftwerk in Sears, Ill., mit sechs Turbinen für 4 m Gefälle, die je eine 300 KW-Drehstromdynamo von 2400 V und 60 Per./sk mit senkrechter Welle antreiben. Der Strom wird zum Teil mit 33000 V fortgeleitet. Ansichten der Maschinenräume.

Das Elektrizitätswerk Arniberg bei Amsteg. Schluß (Schweiz. Bauz. 2. Nov. 12 S. 243/44*) Schaltungen, Sicherungen.

Starting devices for alternating-current motors. Von Kampf. (El. World 26. Okt. 12 S. 877/78*) Anlaßtransformatoren, Anlaßwiderstände. Anlassen durch Abzweigen von Phasen und durch Verschieben der Bürsten.

Zur Theorie der Stromwendung. Von Pichelmeyer. Schluß. (ETZ 31. Okt. 12 S. 1129/32*) Ermittlung des Festwertes in der Formel zum Berechnen der Kommutierungsspannung für einzelne Bauarten.

The use of reactance in transformers. Von Moody. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Okt. 12 S. 1873/81* mit 1 Taf.) Um den Gesamtwiderstand eines Netzes zu erhöhen und die Spannung für den Anschluß von Synchronumformern besser regeln zu können, hat man den induktiven Widerstand im Transformator erhöht.

Die geschichtliche Entwicklung des elektrischen Akkumulators. Von Albrecht. Forts. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Okt. 12 S. 437/55*) Akkumulatoren von Faure, Volckmar, Brush, de Kabath, der Electrical Power Storage Company in London, von Correns und von Huber. Forts. folgt.

Drehstromkabel für 30000 V. Von Pfannkuch. Schluß. (ETZ 31. Okt. 12 S. 1125/28*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 9. Nov. 12.

The effect of temperature upon the hysteresis loss in sheet steel. Von Maclaren. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Okt. 12 S. 1895/1905*) Versuchsanordnung. Schaubilder der Ergebnisse.

Erd- und Wasserbau.

American earthwork machinery. Schluß. (Engineer 1. Nov. 12 S. 471/74*) Dampfschaufeln.

Le port fluvial de Strasbourg. Von Aubert. (Génie civ. 2. Nov. 12 S. 1/5) Entwicklung des Verkehrs, der Ein- und Ausfuhr. Vergleich mit andern Häfen.

Berechnung der Kräfte, die die Schiffe in Schleusenkammern durch das Einströmen des Wassers erfahren. Von Blasius. Schluß. Zahlenbeispiel. (Glaser 1. Nov. 12 S. 169/71*)

Cylinder-pier bridges, C. & N. W. Ry. Von Finley. (Eng. News 24. Okt. 12 S. 748/52*) Die Pfeiler verschiedener Eisenbahnbrücken der Chicago and Northwestern Ry. sind als zylindrische Betonpfeiler ausgebildet. Eiserne zylindrische Formen werden abgesenkt, der Boden wird ausgehoben und die Formen mit Beton ausgefüllt.

Gasindustrie.

Die Vergasung minderwertiger Brennstoffe im Gasgenerator. Von Gwosdz. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 1. Nov. 12 S. 465/66*) Rostlose Generatoren, Bauart Morgan und Heller. Luftverteilroste von Poetter & Co., Schmidt & Desgraz, Schneefuß u. a. Forts. folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Kanalisation der Stadt Suczawa. Von Thiem. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1. Nov. 12 S. 689/93*) Entwässerung nach dem Schwemmverfahren. Der Berechnung wurden Abflußmengen von 28 und 20 ltr/sk auf 1 ha zugrunde gelegt. Sammlergebiete. Führung, Lage, Gefäll und Spülung der Kanäle. Berechnung der Kanalquerschnitte. Schluß folgt.

Heizung und Lüftung.

Die Kollektivausstellung des Verbandes Deutscher Zentralheizungs-Industrieller auf der Internationalen Hygiene-Ausstellung Dresden 1911. Von Recknagel. (Gesundhtsing. 2. Nov. 12 S. 838/41*) Schrauben- und Schleudergebläse von White, Child & Beney und der Blackman-Export-Company. Forts. folgt.

Gießerei.

Zerlegbare Formkasten. Von Hager. (Gießerei-Z. 1. Nov. 12 S. 661/63*) Aus Winkelplatten von zwei verschiedenen Größen werden beliebig lange und breite Kasten in Stufen von 100 zu 100 mm mit Hülfe von Keilverbindungen zusammengesetzt. Raumersparnis beim Lagern der Kasten.

Prüfung und Bewertung des Formsandes. Von Buderus. Schluß. (Gießerei-Z. 1. Nov. 12 S. 658/61*) Entwurf einer Vorrichtung zum Prüfen des Sandes.

Neuere amerikanische Rüttelformmaschinen. Von Lohse. (Gießerei-Z. 1. Nov. 12 S. 653/58*) Schnittzeichnungen der Rüttelformmaschine der Herman Pneumatic Machine Co. in Zelienople. Pa. Schluß folgt.

Anfertigung von Modellen zu einfachen und doppelten Automobilzylindern. Von Biller. Schluß. (Werkst.-Technik 1. Nov. 12 S. 553/60*) Zylinder mit doppeltem Ventilgehäuse.

Die Erzeugung »umgekehrten Hartgusses« und die Härtung von Gußstücken durch Gebläseluft. Von Osann. (Stahl u. Eisen 31. Okt. 12 S. 1819/22*) Besprechung des in Zeitschriftenschau vom 24. Aug. 12 erwähnten Aufsatzes von West.

Hebezeuge.

Transportmittel im Gießereibetrieb. Von Pape. Forts. (Stahl u. Eisen 31. Okt. 12 S. 1823/31*) Hängebahnen Bauart Rein. Lauf- und Drehkrane. Plan der Gießerei der Maschinenfabrik Eßlingen. Schluß folgt.

Holzbearbeitung.

Fortschritte auf dem Gebiete der Imprägnierungstechnik. Von Petritsch. (El. u. Maschinenb. Wien 3. Nov. 12 S. 913/19*) Sparverfahren von Rüping, Rütgers, Heise, Verfahren von Haetenberger und Berdenich für schwer tränkbare Hölzer. Schluß folgt.

Luftschiffahrt.

Ein einfaches Luftschraubendiagramm. Von Dornier. (Z. f. Motorluftschiffahrt 26. Okt. 12 S. 257/58 mit 1 Taf.) Die Kennlinien geben den Zusammenhang zwischen Schub, Leistung, Marschgeschwindigkeit, Umlaufzahl und Wirkungsgrad einer Luftschraube an.

Der Wasserabflug. Von Raabe. (Motorw. 31. Okt. 12 S. 700/04*) Allgemeine Erörterungen über die Bedingungen für den Abflug. Bauart der Flugzeuge, Form der Schwimmkörper und Wasseranker.

Maschinenteile.

Ueber abgesetzte und gekröpfte Wellen. Von Gompertz. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Okt. 12 S. 456/79*) Durchbiegungen der eingespannten Welle mit beliebig vielen Absätzen. Forts. folgt.

Schwingungserscheinungen in zylindrischen Schraubenfedern und die Gesetze des Schlagens der Federn von Ventilsteuerungen. Von Maß. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Okt. 12 S. 480/98*) Theoretische Untersuchungen und Anwendung auf die Ventilfedern einer schweren Zweitakt-Einzylinder-Gasmaschine Bauart Körting.

Materialkunde.

Die Ursachen der Lunkerung und ihr Zusammenhang mit Schwindung und Gattierung. Von Diefenthäler. (Stahl u. Eisen 31. Okt. 12 S. 1813/19* mit 2 Taf.) Untersuchungen an Stäben, in denen künstlich Lunkererscheinungen hervorgerufen wurden. Schaubilder der Erstarrungs- und Schwindungserscheinungen. Einflüsse der Abkühlungsgeschwindigkeit und der Zusammensetzung des Eisens. Gefügebilder.

Mechanik.

A theory for air resistances of flat planes. Von Verplanck. (Eng. News 24. Okt. 12 S. 768/70*) Ableitung einer Formel für den Winddruck gegen geneigte Flächen. Vergleich mit den Ergebnissen von Eiffel und Langley.

Meßgeräte und -verfahren.

Selbsttätige Betriebsüberwachung auf Teerkokereien mit besonderer Berücksichtigung der Gasabsaugung. Von Than. Schluß. (Glückauf 2. Nov. 12 S. 1796/1804*) Vorrichtungen zum Regeln der Umlaufzahl der Saugemaschinen von Waller, Hahn, Pintsch. Elektrische Regelvorrichtung, Bauart Kreß, für lange Rohrleitungen. Geräte für die Gasanalyse der Hydro-Apparatebauanstalt, von Wright und der Ados-G. m. b. H.

Metallbearbeitung.

The International Engineering and Machinery Exhibition at Olympia. Von Horner. Schluß. (Engng. 1. Nov. 12 S. 593/606* mit 9 Taf.) Sauerstoff-Azetylen-Schweißeinrichtungen. Werkzeugmaschinen von Warner & Swasey. Zweitakt-Verbrennungsmaschine mit Oeleinspritzung der Crude-Oil Co., Werkzeugmaschinen der Pressure-Tool Co., von James Archdale & Co., Maschine zum Entfernen von Oel aus Baumwolle, Lappen, Kleidern usw. der Industrial Waste Eliminators Ltd., Reibkupplung der Saver Clutch Co., Wassermesser von George Kent u. a. m.

Vorschläge für das Prüfen von Feilen. Von Voegeli. (Werkst.-Technik 1. Nov. 12 S. 560/62*) Vorschläge für eine Vorrichtung zum Verschieben der Feile und des Werkstückes bei der Herbertschen Prüfmaschine.

Motorwagen und Fahrräder.

Wolseley cars for the motor show. (Engng. 1. Nov. 12 S. 607/08* mit 1 Taf.) Zahlentafel der Abmessungen dreier Bauarten, nämlich eines 16/20 PS-Vierzylinder-, eines 24/30 PS-Sechszylinder- und eines 50 PS-Sechszylinder-Wagens. Schnitt durch den 24/30 PS-Motor mit Druckluftanlasser.

Les transports des poids lourds par vapeur surchauffée. Von Bordeaux. (Bull. Soc. Ind. min Okt. 12 S. 399/421*) Darstellung des Dampfmotorwagens von Valentin Purrey. Vergleich zwischen der Lastbeförderung durch Zugtiere, durch Wagen mit Verbrennungsmotoren und durch Dampf-Motorwagen. Kosten.

Schiffs- und Seewesen.

Fortschritte in den britischen Schiffbaubetrieben. Von Lienau. Schluß. (Schiffbau 23. Okt. 12 S. 43/48*) Einzelne Werkzeugmaschinen, Werkzeuge und Arbeitsverfahren.

Textilindustrie.

Die wirtschaftliche Bedeutung der Heizung, Befeuchtung und Entstaubung in der Karderie einer Hanfspinnerei. Von Gerold. (Dingler 2. Nov. 12 S. 689/93*) Ergänzung zu dem in Zeitschriftenschau vom 3. Aug. 12 erwähnten Aufsatz.

Unfallverhütung.

Safeguards in the Eastman Kodak Works. (Iron Age 24. Okt. 12 S. 951/53*) Schutzvorrichtungen an Hobelmaschinen, Gewindewalzmaschinen, Holzsägen und Pressen. Riemenschutz. Aufbewahrung feuergefährlicher Flüssigkeiten.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Allgemeiner Maschinenbau und mechanische Metallbearbeitung auf der Weltausstellung in Turin 1911. Von Hundsdörfer. Forts. (Glaser 1. Nov. 12 S. 161/69*) Dampfturbinen, Dampfkessel, Wasserturbinen, Pumpen. Forts. folgt.

Amerikanische Modelle für 1912. Von Schreiber. (Motorw. 31. Okt. 12 S. 691 mit 1 Taf.) Ansichten und Schnittzeichnungen von Sechszylindermotoren für Motorwagen, Bauart Franklin, Everitt, Fiat, Packard und der Locomobile Co.

Versuche an einem Verbrennungsmotor. Von Richter. (Dingler 2. Nov. 12 S. 693/97*) In Schaulinien werden der Brennstoffverbrauch für verschiedene Brennstoffe, die Kompressions-Endspannung und die Auspuffspannung angegeben. Regelung des Motors. Beeinflussung der Steuerung durch Abnutzung der Ventile. Schluß folgt.

Wasserversorgung.

Die neue Wasserversorgung von New York. Von Neumann. (Deutsche Bauz. 30. Okt. 12 S. 762/67*) Die Anlage besteht aus der Talsperre bei Ashokan am oberen Hudson, der Kensico-Talsperre bei Valhalla, dem Ausgleichbecken bei Hill View, der Leitung zwischen Ashokan und Hill View und den Druckstollen unter der Stadt New York. Der Stauinhalt des Ashokan-Staubeckens beträgt 492 Mill. cbm. Lageplan des Dammes. Forts. folgt.

Progress on the Ashokan reservoir and adjacent works. (Eng. Rec. 19. Okt. 12 S. 432/34*) Das Ashokan-Becken wird im Tal des Esopus durch den 1408 m langen Olive Bridge-Damm abgeschlossen. Davon bestehen 305 m aus Felsmauerwerk, die übrigen 1103 Meter aus einem Erddamm mit Betonkern. Die Mauer ist als Schwerkraftmauer berechnet. Durch Ausdehnungsfugen im Abstande von 26,8 m ist auf Längenänderungen durch die Temperatur Rücksicht genommen.

New water supply intake at Denver. (Eng. Rec. 19. Okt. 12 S. 424/26*) Darstellung des Ueberfallwehres, des Einlaufes und des Sandfanges.

Versuche zur Reinigung des Zuleitungswassers für Marseille. Von Köhler. (Journ. Gasb.-Wasserv. 2. Nov. 12 S. 1082/85*) Verschiedene Vorschläge zur Verbesserung der Wasserreinigung. Nach dem Verfahren von Desrumeaux soll das Rohwasser mit Aluminiumsulfat behandelt und darauf durch Sand filtriert werden. Bei dem Verfahren von Duyk wird dem Rohwasser Aluminiumsulfat, Ferrosulfat und etwas Chlorkalk zugesetzt und das Wasser dann filtriert. Schluß folgt.

Ziegelei- und Tonindustrie.

Neuerungen in der Ziegelindustrie. Von Benfey. Forts. (Dingler 2. Nov. 12 S. 697/99*) Ziegelpresse von Wagner, Triebschnecke von Roscher, vereinigte Schnecken- und Walzenpresse von Gebrüder Pfeiffer, Kaiserslautern. Bagger, Bauart Taatz, Halle, zum Abbau der Tonlager. Schluß folgt.

Rundschau.

Oberflächenverbrennung ohne Flamme. Unter der Bezeichnung »flammenlose Oberflächenverbrennung« ist in letzter Zeit ein Verfahren bekannt geworden, dessen physikalische Grundlagen bereits vor etwa einem Jahrhundert beobachtet worden sind, das man aber erst jetzt der praktischen Durchführbarkeit nähergebracht hat. Das Verfahren ist mit den Namen des englischen Universitätsprofessors Bone und des deutschen Ingenieurs Rudolf Schnabel verknüpft, die es beide gleichzeitig und unabhängig voneinander ausgearbeitet haben[1]). Es besteht darin, daß man das zu verbrennende Gas, mit Luft gemischt, aus einer Kammer unter schwachem Druck durch eine poröse Platte aus feuerfestem Stein strömen läßt, Fig. 1[2]). Das aus der Platte austretende Gas verbrennt, wenn es angezündet wird, zunächst mit der gewöhnlichen Flamme. Vergrößert man nun langsam die Luftzufuhr, so nimmt die Leuchtkraft und die Ausdehnung der Flamme ab, und sie zieht sich schließlich ganz in die Platte zurück, während diese allmählich bis zur hellen Glut erhitzt wird. Die Verbrennung ist damit auf eine dünne Schicht von etwa 3 bis 7 mm Dicke unter der Oberfläche der Platte beschränkt. In keinem andern Teil der Vorrichtung entwickelt sich Wärme, sogar die Rückwand der Platte bleibt

[1]) s. Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung vom 21. September 1912.

[2]) Zeitschrift der Dampfkessel-Untersuchungs- und -Versicherungsgesellschaft vom Juni 1912.

verhältnismäßig kühl. Bei richtig bemessener Gas- und Luftzufuhr wird das Gas vollständig und ohne Verlust verbrannt. Die Temperatur der Oberfläche kann durch Aendern der Mischung sehr rasch geregelt und mit Leuchtgas bei freier Ausstrahlung an der Oberfläche bis auf 800 oder 900° gebracht werden. Die von Bone verwendete Tonplatte von 0,4 qm Oberfläche eignet sich für Leuchtgas, Wassergas, Naturgas, Mond-Gas usw. Dabei ist es gleichgültig, ob sie sich in Luft oder in einer Umgebung von Kohlensäure befindet, ferner ob sie senkrecht oder schräg steht oder wagerecht liegt.

Fig. 1.
Oberflächenverbrennung ohne Flamme.

Was die Erklärung der Erscheinung betrifft, so war schon von den Physikern des vorigen Jahrhunderts der Einfluß heißer Oberflächen auf die Verbrennung von Gasen beobachtet worden (Platinfeuerzeug von Döbereiner). Nach den sorgfältigen Untersuchungen von Professor Bone[1]) hat aber nicht nur das Platin, wie bisher allgemein angenommen worden ist, sondern haben alle heißen Oberflächen das Vermögen, die Verbrennung zu beschleunigen,

[1]) Vergl. The Journal of the Franklin Institute vom Februar 1912.

wobei das Maß der Beschleunigung von der Temperatur und Beschaffenheit der Oberfläche abhängig ist. Bone führt die steigernde Wirkung, die sich in dem Verschwinden der Flamme und der Erhöhung der Temperatur äußert, auf eine gewisse in ihrem Umfange noch nicht bestimmte Absorption oder Verdichtung des Gases und vielleicht auch des Sauerstoffes zurück. Er hält es für nicht unwahrscheinlich, daß die Wirkung durch Elektronen hervorgerufen wird, die von der heißen Oberfläche abgeschleudert werden und Schichten elektrisierter Gase hervorrufen, in denen sich die chemischen Umwandlungen mit besonders großer Schnelligkeit vollziehen.

Als Vorteil der neuen Verbrennung wird neben ihrer Vollständigkeit bei geringem Luftüberschuß und der Erreichung hoher Temperaturen ohne Regeneratoren die Möglichkeit hervorgehoben, die Wärme an bestimmten erforderlichenfalls eng begrenzten Stellen zu erzeugen und sie infolge der vorhandenen großen Menge von strahlender Energie auch leicht auf andere zu erwärmende Stellen zu übertragen. Daraus folgt eine bequeme und wirtschaftliche Handhabung des Verfahrens. Als wichtigste Anwendungen werden das Eindampfen von Lösungen, das Heizen von Tiegeln und Muffeln, das Erzeugen von Dampf und das Schmelzen von Metallen bezeichnet. Beim Eindampfen von Lösungen richtet man die Oberfläche der Platte nach unten auf den Spiegel der Flüssigkeit. Tiegel und Muffeln umgibt man mit Stücken aus feuerfestem Ton, Fig. 2. Nachdem diese durch eine gewöhnliche Gasflamme erhitzt sind, wird dem Gase Luft zugesetzt und die Oberflächenverbrennung eingeleitet. Hierbei werden außerordentlich hohe Temperaturen erreicht, und zwar mit Leuchtgas, Wassergas und Naturgas bis 2000°, bei Vorwärmung der Luft durch die Abwärme sogar noch mehr, mit Mond-Gas etwa 1500°. Für diese hohen Wärmegrade werden die feuerfesten Stücke aus gebrannter Magnesia hergestellt, unter 1200° genügen gute feuerfeste Ziegel. Die Dampfkessel, die man nach dem neuen Verfahren zu heizen versucht hat, haben im Wasserraum eine Anzahl wagerecht liegender Heizröhren von rd. 76 mm Dmr. An der Gaseintrittstelle einer jeden Röhre ist ein Pfropfen aus Schamotte mit einer Bohrung von 20 mm Dmr. eingebracht, während der übrige Teil der Röhre wieder mit Stücken feuerfester Steine vollgepackt ist. Die Luftmenge, die dem Gas zur Unterhaltung der Oberflächenverbrennung in den Röhren zugesetzt werden muß, überschreitet die theoretisch erforderliche Menge nur sehr wenig. Die Abgase können noch in einem Vorwärmer ausgenutzt werden. Seit November 1911 ist auf den Skinningrove Ironworks in Cleveland, Yorkshire, ein solcher Kessel von 3,05 mm Dmr. bei nur 1220 mm Länge mit 110 Heizröhren von 76 mm Dmr. im Betrieb, s. Fig. 3 und 4. Das Gas-Luft-Gemisch wird von einem Ventilator für einen Druck von 508 mm Wassersäule durch die Röhren gesaugt. Die außerordentlich hohe Verdampfung bei diesem Kessel betrug rd. 97,5 kg, bezogen auf 1 qm Heizfläche und 1 st. Davon entfielen 70 vH auf das erste Drittel der Röhrenlänge, in dem die Oberflächenverbrennung im wesentlichen beendet ist, und 22 vH auf das zweite Drittel. Der steile Temperaturabfall entlang den Heizröhren soll eine sehr günstige Bewegung des Wassers hervorrufen.

Fig. 2. Muffelofen mit Oberflächenverbrennung.

Fig. 3 und 4. Dampfkessel mit Heizung durch Oberflächenverbrennung.

Dampfkessel

Vorwärmer

Verwertung des Hochofen-Gichtstaubes nach dem Verfahren von West. Seitdem die amerikanischen Hochofenwerke nicht mehr über die harten, hochwertigen Erze wie vor etwa 20 Jahren verfügen, hat der Staubgehalt der Gichtgase ihrer Oefen stark zugenommen. Die Mehrzahl arbeitet jetzt mit einer Erzbegichtung, die etwa 70 vH Mesaba-Erze enthält, und die Staubmenge, die mit den Gichtgasen wieder den Ofen verläßt, beträgt rd. 4 vH des Gewichtes der aufgegebenen Erz-, Koks- und Kalkmenge. Da in den Vereinigten Staaten gegen 22 Mill. t Roheisen aus Mesaba-Erzen gewonnen werden, wozu überschläglich gerechnet rd. 41,8 Mill. t Erz, 22 Mill. t Koks und 9,8 Mill. t Zuschläge erforderlich sind, so beträgt die Staubmenge gegen 3 Mill. t. Etwa 85 vH davon werden in den Staubabscheidern an den Hochöfen gesammelt. Diese erheblichen, stark eisenhaltigen Massen hat man besonders in der letzten Zeit, ebenso wie bei uns in Deutschland, wieder im Hochofen zu verwerten gesucht und dazu mehrere Verfahren mit verschiedenem Erfolge angewandt. Darunter hat das Brikettieren unter hohem Druck und starker Erwärmung besondere Verbreitung gefunden. Nach einer Mitteilung der Zeitschrift »The Iron Age«[1]) hat sich daneben ein neues Verfahren von West auf den Werken der Carnegie Steel Co. gut bewährt, das außerdem den Vorteil der Einfachheit und Billigkeit haben soll. Der Gichtstaub wird in einem Ofen mit ausfahrbarem Boden hoch erhitzt und backt zu einem Kuchen zusammen, der dann herausgefahren und in rotglühendem Zustande mit geringer Anstrengung zerschlagen wird. Das Ofengut wird von oben her durch Löcher eingebracht und kommt dabei bereits mit dem stetig durch den Ofen ziehenden Gasstrom in Berührung, was von besonders vorteilhafter Wirkung sein soll. Die gebrochenen Stücke enthalten etwa 65 vH Eisen. Die Kosten verhalten sich im Vergleich zu denen beim Brikettieren wie 1 : 4.

Sparverfahren für schwer tränkbare Holzarten. Von den Sparverfahren zum Tränken hölzerner Leitungsmasten ist das von Rüping, das mit Kreosot arbeitet, in Europa und Nordamerika sehr verbreitet und wird besonders von der deutschen Reichspostverwaltung angewandt. Daneben hat das von der österreichischen Staatstelegraphenverwaltung im Jahre 1904 eingeführte Verfahren von Heise-Rütgers, das in Z. 1912 S. 1097 beschrieben worden ist und ebenfalls Kreosot benutzt, Bedeutung erlangt. Diese Verfahren eignen sich nach einer Mitteilung der Zeitschrift »Elektrotechnik und Maschinenbau«, Wien,[2]) im wesentlichen nur für eine Nadelholzart, nämlich für Kiefernholz. Dagegen setzen Fichten und Tannen infolge ihres anders gearteten Baues dem Eindringen der Tränkflüssigkeit großen Widerstand entgegen, so daß ihre Behandlung selbst bei stundenlanger Anwendung von hohem Druck, wie z. B. beim Bethellschen Verfahren, erhebliche Schwierigkeiten bereitet. Diese will ein neues Sparverfahren von S. Haetenberger und Berdenich überwinden. Die Erfinder gehen von der Erfahrung aus, daß der obere, in der Luft befindliche Teil des Mastes im allgemeinen viel langsamer verdirbt als der eingegrabene, der hauptsächlich in der Nähe der Erdoberfläche von Pilzen angegriffen wird. Infolgedessen schließen sie diesen Teil auf 2 m Länge besonders auf, indem durch eine Maschine kleine spitze Nadeln von 20 bis 25 mm Länge in das Holzgewebe hineingebohrt werden. Durch zweckmäßige Anordnung der Nadeln erreicht man dabei, daß eine ringförmige Schicht des Stammes von 20 bis 30 mm Dicke gut getränkt wird, da die Flüssigkeit 3 bis 5 mm tiefer eindringt, als die Nadeln reichen. Getränkt wird der ganze Stamm nach dem Bethellschen Verfahren, wobei er eine Stunde lang erwärmt, ebenso lange unter Luftleere gesetzt

[1]) vom 24. Oktober 1912. [2]) vom 3. November 1912.

wird und während einer dritten Stunde bei 15 at Druck im Kreosotbade verweilt. Die Oelmenge beträgt etwa 110 kg/cbm bei 25 mm, 90 kg/cbm bei 15 und 130 kg/cbm bei 30 mm langen Nadeln. Im oberen Teil der Stange, der nicht durchbohrt wird, dringt das Oel nur 4 bis 5 mm ein. Nach den sich auf 2 Jahre erstreckenden Erfahrungen in Ungarn leidet die Festigkeit der so behandelten Masten nicht. Auch die Befürchtung, daß das Kreosotöl durch die Löcher wieder austreten würde, hat sich nicht bestätigt, da sich die Bohrungen bald wieder schließen oder durch verharztes Oel verstopft werden.

Die Wasserstraßen Kanadas. Neben dem ausgebreiteten Eisenbahnnetz nimmt im Verkehrswesen von Kanada auch die Binnenschiffahrt eine wichtige Stellung ein. Die Hauptverkehrsader des kanadischen Wasserstraßennetzes ist der Lauf des St.-Lorenz-Stromes, der einschließlich der Großen Seen des kanadisch-amerikanischen Grenzgebietes von Belle Isle bis Duluth eine Schiffahrtstrecke von rd. 3770 km Länge bildet; davon ist die 1586 km lange Strecke Belle Isle-Montreal für Seedampfer befahrbar. Der gesamte Höhenunterschied zwischen dem Meere und dem Spiegel des Oberen Sees beträgt 183 m und wird durch 48 Schleusen überwunden. Die geringste Tiefe des Fahrwassers beträgt oberhalb von Montreal 4,3 m, die größte zulässige Schiffslänge zwischen Montreal und dem Eriesee 68,8 m. In Port Arthur und Fort William vermittelt die Canada Pacific Ry. die Verbindung nach Osten und nach Westen, außerdem münden in Fort William noch Linien der Nordbahn und der Grand Trunk Pacific. Den Verkehr auf der 660 km langen Strecke Montreal-New York vermittelt der Richelieu-Fluß, der bei Sorel in den St. Lorenz-Strom mündet; ferner wird an dem Ausbau der Wasserstraßen zwischen dem Ontariosee und dem Huronsee gearbeitet. Der Verkehr auf den kanadischen Wasserstraßen hat sich in den letzten zehn Jahren sehr stark entwickelt. Das Gewicht der auf den verschiedenen Kanälen beförderten Güter ist von 5665000 t (1901) auf 42990000 t (1910) gestiegen. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 6. November 1912)

Versuche zur Ausrüstung von Gesteinbohrern mit auswechselbaren Schneiden sind seit einiger Zeit im Randbezirk von Südafrika gemacht worden, ohne bisher zu einem befriedigenden Ergebnis geführt zu haben. In dem harten Gestein der Goldgruben, das etwa dem Granit gleichkommt, werden 1,2 bis 1,8 m lange Stahlmeißel verwendet, deren Auswechslung zum Schärfen zeitraubend und deren Transport vom Ort zur Schmiede und zurück mühsam und umständlich ist. Bisher ist es aber noch nicht gelungen, eine zweckmäßige Befestigung von auswechselbaren Schneiden an den Meißelstäben zu konstruieren. Schraubenbefestigungen versagen, weil sie sich je nach der Richtung des Gewindes lockern oder zu fest klemmen, und die Klemmverbindungen, die für den Betrieb in Kohlengruben schon eingeführt worden sind, haben sich bei der Härte dds Gesteins als unzulänglich erwiesen. Deutschen Fabriken, die eine geeignete Klemmverbindung liefern können, wird anheimgestellt, sich an den Handelssachverständigen beim Kaiserlich Deutschen Konsulat in Johannesburg zu wenden.

Drehstromkabel für 30000 V[1]. Die Berliner Elektrizitäts-Werke haben zur Stromversorgung der nördlichen, östlichen und südöstlichen Vororte von Berlin in den Jahren 1910 und 1911 ein Kabelnetz für Drehstrom von 30000 V verlegt, das heute eine Länge von 240 km hat. Das von dem Kraftwerk Oberspree in Oberschöneweide ausgehende Netz besteht aus zwei Ringleitungen. Der nördliche Ring erstreckt sich über Friedrichsfelde, Hohenschönhausen, Weißensee, Rosenthal und Borsigwalde mit zwei Kabeln und weiter mit einem Kabel über Frohnau, Schönwalde, Bernau und Blumberg nach dem Kraftwerk zurück. Der südliche Ring führt über Zeuthen, Königswusterhausen, Gr. Besten, Mittenwalde, Waßmannsdorf und Buckow. Hierzu kommen noch einige Ausläufer. Das vom Kabelwerk Oberspree der AEG gelieferte Kabel hat einen einheitlichen Querschnitt von 3 × 50 qmm. Die Kupferleiter bestehen je aus 19 Drähten von 1,84 mm Dmr. und haben kreisförmigen Querschnitt. Sie sind gegeneinander mit einer 14,6 mm dicken Papierhülle und darüber gegen den Bleimantel ebenfalls mit einer solchen Hülle isoliert. Der Durchmesser einer isolierten Ader beträgt 23,8 mm, der des verseilten Kabels bis zu dem 3,6 mm dicken Bleimantel 67,5 mm und der äußere Durchmesser des mit Eisenband gepanzerten Kabels rd. 89 mm. Nach den ausgeführten Messungen hat das Kabel folgende elektrischen Eigenschaften für die Phase und das Kilometer bei 15° C: Kupferwiderstand 0,35 Ohm, Drehstromkapazität 0,13 Mikrofarad, Selbstinduktion 0,36 Millihenry, Isolationswiderstand 700 bis 1000 Megohm. Zur Erprobung wurden die Fabrikationslängen des Kabels vor der Verlegung 24 st unter Wasser gesetzt und ½ st lang mit Drehstrom von 75000 V Spannung sowie über die gleiche Zeit mit derselben Spannung mit Einphasenstrom zwischen den drei Adern und dem Bleimantel geprüft. Außer andern Erprobungen wurden Durchschlagversuche an 10 m langen Kabelenden angestellt, die ergaben, daß es nicht möglich war, das Kabel bei kurzzeitiger Beanspruchung mit 250000 V zu durchschlagen.

Besondere Sorgfalt ist auch auf die Konstruktion der im Netz erforderlichen Endverschlüsse und Verbindungsmuffen gelegt, von denen 26 bezw. 1200 Stück verwendet worden sind. Durchschläge oder sonstige Beschädigungen sind an diesen Teilen denn auch bisher überhaupt nicht vorgekommen. Die Endverschlüsse sind flach und breiten sich nach oben fächerförmig aus; die Ausführungen der drei Kabeladern liegen in einer Ebene und die Fuge zwischen Körper und angeschraubtem Deckel in einer dicht daneben liegenden Ebene. Die Muffe besteht aus einer gelöteten Bleimuffe und einer sie umfassenden geteilten gußeisernen Muffe, die beide mit Isoliermasse ausgefüllt werden, nachdem das Ganze nach einem besondern Verfahren entlüftet und getrocknet ist. Die Adern sind an der Klemmenverbindung durch getränkte Papierhülsen getrennt. Das Kabel ist in üblicher Weise 1 m tief gemeinsam mit den zur Ueberwachung notwendigen Prüfdrahtkabeln und den für den Betrieb erforderlichen Fernsprechkabeln verlegt. Zum Schutz gegen äußere Beschädigungen dient eine Betonschicht. An dem 60 km langen Doppelkabel von Oberschöneweide nach Wittenau sind eingehende betriebsmäßige Versuche angestellt worden, die sehr wertvolle Ergebnisse für die Kabeltechnik geliefert haben[1]).

[1]) Nach einem Vortrage von Pfannkuch im Elektrotechnischen Verein am 7. Mai 1912.

Wettbewerb für elektrische Grubensicherheitslampen. Zu unserer Mitteilung auf S. 1422 über den Erfolg des Preisausschreibens der englischen Regierung über eine Grubenlampe wird uns geschrieben, daß außer den von deutschen Bewerbern eingesandten preisgekrönten Lampen auch die von der Tudor Accumulator Co. Ltd. angemeldete und ebenfalls ausgezeichnete Lampe von einer deutschen Firma, der Varta Akkumulatoren-Gesellschaft m. b. H. in Berlin, hergestellt worden ist. Diese Lampe ist auf deutschen Gruben bereits vielfach verbreitet.

Die größten Gleichstromerzeuger erhält die neue Anlage der Southern Aluminium Co. in Whitney, South Carolina. Dort werden sieben stehende 5000 KW-Dynamos von 250 V und 20000 Amp aufgestellt, die je von einer Wasserturbine mit 170 Uml./min angetrieben werden. Die Turbinen werden mit dreifacher Regelung ausgestattet; jedoch soll die Konstruktion der Maschinen eine Erhöhung der Umlaufzahl von 75 vH zulassen. Die Stromerzeuger stehen unmittelbar über dem Turbinenschacht, und das gesamte Gewicht der umlaufenden Teile wird von einem oben angeordneten Spurlager getragen. Die Stromerzeuger haben 6,7 m Dmr. und wiegen rd. 140 t. Die Anlage zur Aluminiumerzeugung umfaßt zehn Gebäude von je 18,3 × 152,4 qm Grundfläche; neun davon enthalten die Oefen für die verschiedenen Herstellverfahren, das zehnte dient zur Herstellung von Elektroden. Der Bau des Werkes soll so gefördert werden, daß es in etwa 7 Monaten auf eine Jahreserzeugung von 23000 t Aluminium gebracht wird, während es erst 1914 vollständig ausgebaut sein soll. (Engineering Record 26. Okt. 1912)

Entwicklung der deutschen Handelsmarine. Nach dem Ausweis des letzten Jahres steht die deutsche Handelsmarine nunmehr mit 4510000 Brutto-Reg.-Tons an zweiter Stelle, während die englische Handelsflotte nach wie vor den ersten Rang einnimmt. In früheren Jahren übertraf die amerikanische Handelsmarine die deutsche um ein Beträchtliches. Der Raumgehalt der letzteren hat in 10 Jahren um 66 vH zugenommen. (Engineering 1. November 1912)

Das neue Linienschiff „Pennsylvania" der Marine der Vereinigten Staaten erhält 31500 t Wasserverdrängung, 182,9 m Länge, 29,6 m Breite, 8,7 m Tiefgang und 23 Knoten Geschwindigkeit. Die Bewaffnung wird aus zwölf 35,6 cm- und zweiundzwanzig 12,7 cm-Geschützen sowie 4 Torpedorohren bestehen. (Marine-Rundschau November 1912)

[1]) s. ETZ 24. und 31. Oktober 1912.

Baurat Dr.-Ing. Oskar v. Miller, zurzeit Vorsitzender des Vereines deutscher Ingenieure, ist in Anerkennung seiner Pionierarbeit für die Einführung der Elektrizität und der Förderung, die er durch Gründung und Leitung des Deutschen Museums von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik in München dem Ingenieurfach hat angedeihen lassen, von der American Society of Mechanical Engineers einstimmig zum Ehrenmitgliede ernannt worden.

Die 14. ordentliche Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft findet vom 21. bis 23. d. M. in der Technischen Hochschule Charlottenburg statt. Während der Versammlung werden folgende Vorträge gehalten: Diesel: Die Entstehung des Dieselmotors; Aufhäuser: Die Treibmittel des Dieselmotors mit besonderer Berücksichtigung der Seeschiffahrt; Gümbel: Das Problem des Oberflächenwiderstandes beliebiger Flüssigkeiten; Heyn: Eigenspannungen, Reckspannungen und die dadurch bedingten Krankheitserscheinungen in Konstruktionsteilen; Flamm: Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe; Lienau: Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Frachtdampfer; Herner: Die Neugestaltung der Hafenabgaben und der Schiffsvermessung.

Am 23. d. M. sollen Flugmaschinenbauanstalten und bei günstiger Witterung der Flugbetrieb auf dem Flugplatz in Niederschöneweide-Johannisthal besichtigt werden.

Patentbericht.

Kl. 5. Nr. 244557. Gesteinbohrmaschine. O. Püschel, Berlin. Die Welle *a* ist mit der Vorschubmutter *b* durch eine Kupplung *c* verbunden, die selbsttätig wirkt, wenn der Bohrdruck die Welle *a* nach hinten verschiebt. Die Kupplung kann auch durch Vorkurbeln der Mutter *b* mittels des Handgriffes *d* geschlossen und durch Rückkurbeln gelöst werden.

Kl. 5. Nr. 243027. Dichtung von unter Wasser befindlichen Schachtauskleidungen. W. Schenkmann, Kamen i. W. Nachdem die Schachtauskleidung *a* mit der Haube *b* und der Moospackung *c* in der undichten Auskleidung *d* bis zur gewünschten Teufe abgesenkt und fest verlagert ist, wird die Packung durch Belastung der Haube fest zwischen *a* und *d* zusammengepreßt. Die durch die Haube geführten Umlaufleitungen *e, f, g* sind mit Stopfbüchsen *h* ausgestattet, so daß der Umlauf durch die Verschiebung nicht beeinflußt wird.

Kl. 27. Nr. 243475. Verbund-Kapselsauger. R. Berrenberg, Boston, V. St. A. Von den im Behälter *a* unterhalb des Oelspiegels *b* arbeitenden Pumpen saugen *c* und *d* in Hintereinanderschaltung durch das Rohr *e* Luft aus dem luftleer zu machenden Raum an und fördern sie in den Dom *f* im Deckel *g*. Die dritte Pumpe *h* saugt aus dem ebenfalls im Deckel sitzenden Dom *i* und unterstützt so die Pumpen *c, d*.

Kl. 31. Nr. 245016. Druckluft-Formmaschine. J. Barker, Philadelphia, Penns. (V. St. A.). Modellträger *a* und Formkasten *b* werden auf den Arm *c* gesetzt und nach Einstampfen des Sandes und Auflegen eines Bodenbrettes mit diesem zusammen durch Klammern an *c* befestigt. Durch Einlassen von Druckluft in den schwingbar am Gestell gelagerten Zylinder *d* wird *c* über die Senkrechte hinaus geschwenkt und sinkt langsam in die wagerechte Lage dem Tisch *e* zu, wobei die Luft aus *d* durch ein Ventil mit feiner Oeffnung entweicht. Tisch *e* wird bis an das Bodenbrett gehoben, die Verbindung zwischen *a* und *b* gelöst und *b* mit *e* gesenkt. Danach wird wieder Luft in den Zylinder gelassen und der Arm *c* zurückgeschwenkt. Eine auf das Rad *f* wirkende umlegbare Doppelklinke verhindert bei jeder Bewegungsrichtung das Zurückfallen des Armes.

Kl. 35. Nr. 240413. Hebezeug. H. Lieske und W. Köhler, Krefeld. Die Bühne *a* wird zwischen den Führungen *b,b* durch eine Nürnberger Schere *c* gehoben und gesenkt. Das Führungsgerüst *b,b* kann durch Zahnräder z, z_1 um wagerechte Zapfen *g* geneigt werden.

Kl. 27. Nr. 244706. Kolbenluftpumpe bezw. Gasverdichter. F. Strnad, Schmargendorf bei Berlin. Die Uebergangsräume *a* zwischen dem Zylinder *b* und den Ventilen *c* werden vom Kolben *d* kurz vor dem Hubende überlaufen, so daß sie sich nach der andern Zylinderseite entleeren. Durch Kanäle *e* und Schieber *f* wird nach dem Abdecken der Räume *a* das vor dem Kolben verbleibende Mittel in den Druckraum oder nach der andern Kolbenseite abgeleitet.

Kl. 24. Nr. 240241. Funkenfänger. Maschinenfabrik A. Ventzki A.-G., Graudenz. Die Rauchkammer ist durch einen Zwischenboden *b, d* wagerecht geteilt. Der an den Teil *b* nach oben anschließende hufeisenförmige Rohrteil *c* läßt vor den die Funken ableitenden schrägen Platten *a, a* über dem Zwischenboden einen Spalt *f* frei, um die Rauchgase abzuführen.

Kl. 35. Nr. 240448. Baukran. Société anonyme des Établissements Maxime Campistrou & Cie., Levallois-Perret, Seine. Auf der feststehenden, durch Spannseile oder dergl. gehaltenen Kransäule *a* ist ein Rahmen *b* verschiebbar. Um den Rahmen *b* kann der einziehbare Kranausleger *c* ringsum gedreht werden.

Kl. 35. Nr. 240753 und Zusatz 241395. Schrägaufzug für Hochöfen. Heinrich Stähler, Niederjeutz. Der Wagen *e*, an dessen bogenförmigem Ende *c* der Kübel *a* hängt, fährt gegen Ende der Fahrt mit der Vorderachse auf den Zweig *g*, mit der Hinterachse auf die Gabelung *i* auf, die derart gestaltet ist, daß der Kübel bei gleichmäßig bewegtem Zugseil allmählich aus der aufsteigenden Bahn in eine wagerechte und dann unter Abwicklung des Seiles von dem Bogen *c* in eine niedergehende Bewegung übergeht, Fig. 1. Zur Entlastung der vorderen Rolle, um die der Wagen durch die Gleisgabelung gekippt wird, ist nach dem Zusatzpatent, Fig. 2, der Wagen dreirädrig gestaltet, wobei das Gestell *z* beim Auflaufen der hinteren Rolle *f* um einen Drehpunkt *x* des vorderen zweiachsigen Schemels *d* gekippt wird.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 46. Nr. 240255. Kühlvorrichtung für kreisende Verbrennungskraftmaschinen. H. Windhoff, Berlin-Schöneberg. Durch die Schwungkraft wird ein Kreislauf des Kühlwassers hervorgerufen, das sich in den die Zylinder umschließenden Wassermänteln *a*, den Wasserkammern *b* und *c*, den Kühlrohren *d,d* und den Verbindungsrohren *f,f* befindet.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 47. Nr. 239854 und 239855. Druckrollengetriebe. Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin. Der Reibungsdruck zwischen dem treibenden Teil *a* und dem getriebenen Teil *b* wird durch Rollen *c* übertragen und entweder dadurch geregelt, daß die Teile *d*, *d* des Laufkranzes in axialer Richtung gegeneinander verstellt werden, Fig. 1, oder dadurch, daß ein den federnden Druckring *f* umfassender Kegelring *g* von einer Ringmutter *h* aus axial verstellt wird, Fig. 2.

Kl. 47. Nr. 240419. Mehrwegehahn. H. Pean, Bochum. Das Hahnküken besteht aus so vielen gleichachsigen, drehschieberartigen Teilen, wie Abflußstutzen *b* vorhanden sind. *a* ist der nicht abgesperrte Zufluß. Jeder Teil des Kükens kann einzeln gedreht werden und besteht aus je einem oberen Ring $c, c_1 \ldots$, je einem Steg $d, d_1 \ldots$ als Dichtungsteil und je einem unteren Ring $e, e_1 \ldots$

Kl. 50. Nr. 245369. Zentrifugalsichtmaschine. L. Kaspar, Groß-Senitz, Mähren. Die Flügel erstrecken sich in voller Fläche vom Umfang bis zur Welle. Diese ist hohl, durchbrochen und mit der Außenluft verbunden.

Kl. 49. Nr. 243516. Vorrichtung zum Durchschneiden von I-Trägern. Berlin-Erfurter Maschinenfabrik Henry Pels & Co., Ilversgehofen bei Erfurt. Zunächst werden die beweglichen Messer *a*, *b* durch Verschieben des Schlittens *c* in der Pfeilrichtung gegen den Träger *d* bewegt. Die Messer *a*, *b* werden dem feststehenden Seitenmesser *e* sowie dem feststehenden Untermesser *f* nur soweit genähert, daß die Fasern eben abgesprengt werden. Der Schlitten wird dann zurückgeführt und der Träger mit den Seitenmessern *e*, *g* nach links oder der Schlitten *c* mit den Messern *a*, *b* nach rechts soweit bewegt, daß beim folgenden Schrägaufwärtsgang des Schlittens die andre Seite des Trägers zwischen *a*, *b*, *g* und dem feststehenden Obermesser *h* zerschnitten wird.

Kl. 50. Nr. 246003. Lüftung von Müllereibetrieben. V. F. K. Lachmann, Kopenhagen. Die zur Lüftung der Müllereimaschinen dienende Luft wird mehrere Male benutzt, damit die in der Außenluft enthaltenen Verunreinigungen nicht in die Mahlerzeugnisse gelangen.

Kl. 50. Nr. 247656. Schrot- und Mahlstuhl. K. Prokopec, Prag. Von zwei schräg übereinanderliegenden, mit verschiedenen Geschwindigkeiten umlaufenden geriffelten Walzen wird die eine unter gleichzeitiger Umkehr der Drehrichtungen beider Walzen durch Parallelverschiebung in eine zu ihrer ursprünglichen parallele Lage gebracht.

Zuschriften an die Redaktion.

Versuche mit Riemen und Seiltrieben.

Sehr geehrte Schriftleitung!

Hr. Professor Kammerer schreibt in Z. 1912 S. 1055:

».... Die Berechnung des Achsdruckes aus der Dehnungskurve ist zwar genauer als die nach dem Hookschen Gesetz, aber sie erklärt nicht die Tatsache, daß der im Leerlauf gemessene Achsdruck **größer** ist als der bei Belastung gemessene Achsdruck.«

Im Gegensatz zu dieser Tatsache schrieb Hr. Professor Kammerer auf S. 206 der Zeitschrift 1912:

».... Infolge der Einwirkung der Fliehkraft sollte der im Betrieb gemessene Achsdruck $2\,k_a = 2\,(k_v - k_f)$ sein; bei Leerlauf-Versuchen traf dies auch zu. Bei allen Belastungsversuchen dagegen ergab sich der **im Betrieb** gemessene Achsdruck $2\,k_a$ immer größer als der Wert $2\,(k_v - k_f)$; es trat ein Ueberschuß auf.«

Ferner auf S. 653 der Zeitschrift 1912:

».... Dagegen läßt die Formel von Boesner die Tatsache außer acht, daß bei größeren Geschwindigkeiten eine geringere bleibende Dehnung (größerer Achsdruck) beobachtet wurde als bei kleineren Geschwindigkeiten.«

Ich stelle also hiermit fest, daß die Tatsache, die Boesner in seiner Formel außer acht gelassen haben sollte, überhaupt nicht existiert.

Ich stelle weiter fest, daß Hr. Professor Kammerer anerkennt, daß die Boesnersche Formel richtig ist und daß nach den Versuchen mit Riemen besonderer Art bei größeren Geschwindigkeiten eine größere bleibende Dehnung beobachtet wurde, also ein geringerer Achsdruck; s. Z. 1912 S. 1055. Diese Tatsache, daß unter Belastung bei größeren Geschwindigkeiten eine größere bleibende Dehnung oder ein kleinerer Achsdruck als im Leerlauf gemessen wurde, und ferner, daß bei kleineren Geschwindigkeiten unter Belastung eine kleinere bleibende Dehnung oder ein größerer Achsdruck als im Leerlauf gemessen wurde, kann auch in den Versuchsberichten der Versuche mit Riemen und Seiltrieben Heft 56 und 57, welche allgemein zugänglich sind, nachgewiesen werden. Es trifft dieser Nachweis das Gegenteil von dem, was Hr. Professor Kammerer auf Grund dieser Versuchsberichte behauptet.

Die Versuchsberichte ergeben nämlich, daß bei Riemengeschwindigkeiten von 26 bis 51 m/sk, also bei hohen Geschwindigkeiten, und bei einer Gesamtbelastung des Riemens von wenigstens $k_T = 29$ kg/qcm die gemessene Achsspannung nicht größer, sondern kleiner als im Leerlauf ist, weiter, daß bei geringen Geschwindigkeiten, also bei Geschwindigkeiten bis zu 19,35 m/sk, und einer Gesamtbeanspruchung k_T von höchstens 33 kg/qcm die gemessene Achsspannung nicht kleiner, sondern größer als im Leerlauf ist[1]).

[1]) Versuche, bei denen der Riemen bei hohen Geschwindigkeiten nicht belastet wurde, wie dies beispielsweise die Versuchsgruppe 773/778 vom 27. Mai 1905 der Figur 119 S. 79 der F.-A. mit einem $k_T = 26{,}5$ kg/qcm bei 51 m/sk Geschwindigkeit zeigt, kommen nicht in Betracht. Man stelle die Ergebnisse folgender Versuchsgruppen fest:

a) Hohe Geschwindigkeiten:

Versuchsgruppe Nr. 780/784 vom 3. Juni 1905, F.-A. Fig. 119 S. 79 (51 m/sk, $k_T = 32{,}9$ kg/qcm),
Versuchsgruppe Nr. 849/854 vom 15. Juni 1905, F.-A. Fig. 117 S. 78 (60 m/sk, $k_T = 59$ kg/qcm),
Versuchsgruppe Nr. 970/975 vom 19. Oktober 1905, F.-A. Fig. 122 S. 81 (26,18 m/sk, $k_T = 30$ kg/qcm),
Versuchsgruppe Nr. 1001/1006 vom 20. Oktober 1905, F.-A. Fig. 126 S. 83 (26 m/sk, $k_T = 30$ kg/qcm),
Versuchsgruppe Nr. 1035/1041 vom 25. Oktober 1905, F.-A. Fig. 124 S. 82 (39,5 m/sk, $k_T = 63{,}34$ kg/qcm).

b) Niedrige Geschwindigkeiten:

Versuchsgruppe Nr. 68/74 vom 14. Januar 1905, F.-A. Fig. 78 S. 57 (9,8 m/sk, $k_T = 24{,}5$ kg/qcm),
Versuchsgruppe Nr. 84/89 vom 18. Januar 1905, F.-A. Fig. 82 S. 59 (16,24 m/sk, $k_T = 27$ kg/qcm),
Versuchsgruppe Nr. 94/99 vom 19. Januar 1905, F.-A. Fig. 85 S. 61 (19,35 m/sk, $k_T = 24{,}6$ kg/qcm).

Fig. 68

aus Mittlg. über Forschungsarb. Heft 56/57.
Einfluß der Fliehspannung auf den belasteten Riemen.
Doppelriemen 400 mm breit.

Nach den Versuchen wurde also bei hohen Geschwindigkeiten nicht eine kleinere bleibende Dehnung im Riemen beobachtet, sondern eine größere, und bei kleineren Geschwindigkeiten wurde nicht eine größere bleibende Dehnung im Riemen beobachtet, sondern eine kleinere, genau das Gegenteil von dem, was Hr. Professor Kammerer als Ergebnis veröffentlicht hat.

Das Ergebnis, welches die F.-A. auf S. 46 in Fig. 68 zeigen, ist auf eine viel zu geringe Beanspruchung des zu Versuchszwecken verwendeten 400 mm-Doppelriemens zurückzuführen.

Hr. Professor Kammerer hat für seine Person die Unmöglichkeit gefunden, Riemen nach einer einzigen Formel zu berechnen, Z. 1912 S. 654, weil er nicht in der Lage war, die Gesamtbeanspruchung des Riemens, das k_T, für einen bestimmten Versuch einzustellen.

Ohne die Boesnersche Formel, deren Richtigkeit anerkannt ist, besteht aber auch die Unmöglichkeit, für irgend einen Versuch die Gesamtbeanspruchung k_T einzustellen und auf die gewollte Gesamtbeanspruchung k_T den Versuch auszuführen. So wurden denn auch die Versuchsriemen, wie die oben angeführten Versuchsgruppen beweisen, entweder zu hoch oder zu niedrig beansprucht, und die erzielten Resultate, von denen Hr. Professor Kammerer sagt, daß sie die Werte aller Versuche einschließen, die bisher ausgeführt wurden, Z. 1907 Sonderabdruck S. 8, erheben sich in ihrem Wert nicht über Zufallsergebnisse.

Fig. 194 aus Mittlg. über Forschungsarb. Heft 56/67.

Zulässige Riemenbelastung nach den Versuchen, gültig für einfache Riemen auf Scheiben von 1000 mm Dmr. unter günstigen Umständen.

So ist auch die Linie der Gesamtbeanspruchung k_T in Fig. 194 S. 127 der F.-A. nicht im Laboratorium, sondern im Zeichensaal entstanden.

Im übrigen bestimmt der Nutzeffekt beim Riementrieb die Grenze der Nutzspannung.

Aachen, den 17. Juli 1912.

Mit Hochachtung

Fritz Adolf Boesner, Zivilingenieur.

Da ich mich anscheinend immer noch zu wenig verständlich ausgedrückt habe, so gebe ich in nachstehenden drei Kräftebildern einen Vergleich der Spannungen im Stillstand, im Leerlauf und im Betrieb für den auf S. 1055 angeführten Versuch Nr. 10 mit dem Lederriemen L. R. 14, Fig. 1 bis 3.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Der im Leerlauf gemessene Achsdruck beträgt 37 kg auf 1 cm Riemenbreite, der im Betrieb gemessene Achsdruck 60 kg auf 1 cm Riemenbreite. Da bei dem Uebergang vom Leerlauf in den Betrieb die Vorspannung nicht verändert wurde, so müßten die Achsdrücke gleich sein, wenn die Spannungsverteilung auf die beiden Trume lediglich von der Reibung abhängig wäre und wenn der Riemen dem Hookeschen Gesetz folgen würde. Die Abweichung des Riemens vom Hookeschen Gesetz hat nur einen sehr kleinen Einfluß. Tatsächlich ist jedoch der im Betrieb gemessene Achsdruck nicht gleich dem im Leerlauf gemessenen, sondern beträchtlich größer. Diese Erscheinung trat bei allen Versuchen auf, und zwar in um so größerem Maß, je höher die Geschwindigkeit war.

Mit dieser Erscheinung hinsichtlich des Achsdruckes darf die hinsichtlich der bleibenden Dehnung gemachte Beobachtung nicht verwechselt werden. Erstere wurde an den Manometern der Achsdruckmessung unmittelbar abgelesen. Die bleibende Dehnung hingegen wurde durch den Betrag der Nachspannung festgestellt, die dem Riemen während der Dauerversuche gegeben werden mußte. Alle Versuche wurden so lange fortgesetzt, bis entweder die bleibende Dehnung nicht mehr zunahm oder bis ein deutliches Fließen des Riemens eintrat. Man sollte übereinstimmend mit Hrn. Boesner vermuten, daß das Fließen des Riemens stets bei einer gewissen Gesamtspannung im ziehenden Trum auftreten sollte. Wider Erwarten trat jedoch bei höheren Geschwindigkeiten der Fließzustand bei einer größeren Gesamtspannung ein als bei kleinen Geschwindigkeiten. Da die Formel von Boesner — nach dem Stande der Erkenntnis vor den Versuchen mit vollem Recht — die Geschwindigkeit nicht berücksichtigt, so entspricht sie vielleicht Riemen, die nach einem besondern Herstellungsverfahren entstanden sind, aber nicht den im Versuchsfeld geprüften Riemen.

Bei den kurzzeitigen Versuchen, die den Wirkungsgrad zu ermitteln hatten, wurde die Gesamtspannung vorsichtigerweise auf nicht mehr als 30 kg/qcm eingestellt, um den Riemen unter keinen Umständen zu überanstrengen. Bei allen Dauerversuchen aber, die den Höchstwert der Nutzspannung festzustellen hatten, wurde die Gesamtspannung so weit gesteigert, daß gerade noch der Beharrungszustand erreicht wurde.

Im Zeichensaal ist nicht nur Fig. 194 entstanden, sondern sämtliche Diagramme; denn es bedarf einer umfangreichen und sorgfältigen Rechenarbeit, um die Versuchswerte in Form anschaulicher Darstellungen zu geben. Sehr viel bequemer ist es freilich, nur die rohen Versuchswerte in Tabellen zu geben, wie es jetzt vielfach geschieht; aber dem Leser ist damit nur wenig gedient.

Der Wirkungsgrad hat mit der Grenze der Nutzspannung nichts zu tun; die Versuche haben vielmehr ergeben, daß auch bei Riemen, die sich bereits im Fließzustand befanden, noch sehr hohe Werte des Wirkungsgrades erreicht wurden. Es wäre sehr bequem, wenn man die Grenze der Nutzspannung aus fallendem Wirkungsgrad ermitteln könnte, weil man dann nur kurzzeitige Versuche auszuführen brauchte. Leider hat sich jedoch gezeigt, daß nur sehr unbequeme mehrstündige Dauerversuche Aufschluß über die Grenze der Nutzspannung geben.

Kammerer-Charlottenburg.

Anwendung von Beton zu Maschinenfundamenten.

Geehrte Redaktion!

In Nr. 38 dieser Zeitschrift finde ich die Mitteilung der Auskunftstelle über Zementverarbeitung in Heidelberg über »Anwendung von Beton zu Maschinenfundamenten«.

So sehr ich mit dem technischen Teile dieser Mitteilung meine volle Uebereinstimmung bekunden muß, so wenig kann ich die Behauptung kaufmännischer Art anerkennen, nämlich, daß es möglich sei, ein Maschinenfundament von 440 cbm in Mischung 1 : 9 zum Preise von 8,40 ℳ/cbm herzustellen. Wenngleich es das anzuerkennende Bestreben der Mitteilung ist, zu beweisen, daß es unter Umständen billiger ist, Betonmauerwerk an Stelle von Backsteinmauerwerk zu verwenden, so führt die Art der Berechnung der Selbstkosten des Beton-

mauerwerkes zu einem Trugschluß, der um so bedauerlicher ist, als es der weitestgehenden Verwendung von Beton gegebenen Falles nur zum Vorteil gereichen kann, die wahren Beton-Selbstkosten mit den wahren Backstein-Selbstkosten zu vergleichen.

Die Mitteilung stellt aber die ohne Einschluß von Generalien und Gewinn entstandenen Selbstkosten einer von einem Zementwerk in eigener Regie ausgeführten Betonarbeit mit 8,40 ℳ/cbm in Vergleich mit den 20 bis 22 ℳ/cbm Backsteinmauerwerk, die doch als Verkaufspreis eines Bauunternehmers anzusehen sind.

Die Selbstkostenberechnung der Mitteilung beruht auf der Ermittlung von Kosten, die einem Zementwerk entstanden sind, welches das Betonmauerwerk mit eigenem Material, unter teilweiser Verwendung von Altmaterial, von eigenen Leuten und unter eigener Aufsicht herstellen ließ.

In der Selbstkostenberechnung fällt mir auf, daß trotz der Mischung 1 : 9 nur 50 t Zement verwendet worden sind. Die Mitteilung besagt an andrer Stelle, daß auf 9 Gewichtteile Sand und Kies 1 Gewichtteil Zement genommen werden soll. 300 cbm Sand und Kies zu 1400 kg/cbm, 70 t Schotter und 150 cbm Betonbrocken, letztere zu 1500 kg/cbm angenommen, ergeben rd. 715 t Material, so daß 79 t Zement erforderlich gewesen sein würden. Diese Zahl stimmt ziemlich überein mit der Bedingung, daß man bei Mischung 1 : 9 auf 1 cbm Beton rd. 3½ Sack, das sind rd. 175 kg Zement, verwenden soll, so daß 440 cbm Beton zu je 175 kg Zement rd. 77 t Zement erfordern, wobei sich ein spezifisches Betongewicht von immer nur noch rd. 1825 kg/cbm ergeben würde.

Ferner fällt mir auf, daß die 150 cbm Betonbrocken nicht bewertet worden sind. Dies dürfte vom kaufmännischen Standpunkte aus betrachtet unzulässig sein, da diese an sich wertlosen Betonbrocken im Augenblicke der Verwendung wieder einen gewissen Wert erhalten. Es wird angängig sein, sie gleichzeitig mit dem Sand und Kies zu 2,50 ℳ/cbm zu bewerten. Die Gesamtlöhne von 540 ℳ gleich 1,23 ℳ/cbm Beton dürften in praxi wesentlich höher, und zwar mit mindestens 3 ℳ pro cbm Beton, anzunehmen sein, da die Löhne einschließlich Beiträge für die verschiedenen Kassen bei einem Betonbauunternehmer zweifelsohne viel höher sind als die Arbeiterlöhne in einer Zementfabrik.

Unter Berücksichtigung des Vorgesagten komme ich zu folgenden Selbstkosten, mit denen Bauherren, die Betonarbeiten vergeben müssen, zu rechnen haben werden:

78 t Zement	zu je 36,00 ℳ	2810 ℳ
300 cbm Sand und Kies	» » 2,50 »	750 »
70 t Porphyrschotter	» » 2,85 »	200 »
150 cbm Betonbrocken	» » 2,50 »	375 »
Holzverlust		300 »
Löhne für 440 cbm Beton	» » 3,00 »	1320 »
Bauaufsicht		110 »
	zusammen	5865 ℳ

Dies ergibt 5865 : 440 gleich rd. 13,25 ℳ an Selbstkosten für 1 cbm Beton. Wenn man hierzu einen prozentualen Zuschlag für Generalien sowie einen weiteren prozentualen Zuschlag für einen angemessenen Gewinn macht (beide Zuschläge fehlen in der Berechnung des Berichtes), so wird man auf einen Kubikmeterpreis kommen, der der Wirklichkeit näher liegt, mit dem die Bauherren zu rechnen haben werden und der auch den Betonbauunternehmern, in deren Interesse die Mitteilung schließlich doch auch veröffentlicht wurde, sympathischer sein wird als die 8,40 ℳ der Mitteilung. Immerhin wird dieser Preis noch unter dem Preise für ein gleichwertiges Backsteinfundament liegen, so daß von diesem Gesichtspunkte aus betrachtet dem Betonfundamente der Vorzug gegeben werden muß.

Der Schwierigkeit, alte Betonfundamente abzubrechen, bin ich bereits vor Jahren dadurch begegnet, daß ich bei der Herstellung von Betonfundamenten im Innern derselben und an passenden Stellen verteilt von außen zugängliche Hohlräume anordnete, die beim späteren Wiederabbruch des Fundamentes leicht mit einer Sprengladung besetzt werden können.

Hochachtungsvoll

Düsseldorf. C. Gaab.

Geehrte Redaktion!

Zu den Ausführungen des Hrn. Gaab, Düsseldorf, haben haben wir folgendes zu bemerken:

Es ist uns leider in dem Artikel ein kleines Versehen untergelaufen, indem wir das Mischungsverhältnis mehrfach nach Gewichtsteilen angegeben haben. Das ist in der Praxis durchaus nicht üblich. Da das Wägen des Sandes und Kieses in der Praxis viel zu umständlich ist und wegen des sehr wechselnden Wassergehaltes dieser Materialien die größten Unsicherheiten mit sich bringt, werden die Materialien auf dem Bauplatz stets nach Volumteilen gemischt.

Das Zementmehl nimmt, je nachdem es lose eingefüllt oder fest eingerüttelt wird, ferner je nach Größe und Form des Meßgefäßes und nach den spezifischen Eigenschaften des Zementes, ein sehr verschiedenes Volumen ein. Wie sehr diese Zahlen schwanken, erhellt daraus, daß ein Litergefäß voll Zementmehl 1000 bis 1200 g, ein Hektolitergefäß voll Zementmehl 130 bis 140 kg wiegt. Es gibt gute Zemente, die 45 bis 50 ltr Zement für einen 50 kg-Sack ergeben; bei dem beschriebenen Bau ist der Sack Zement mit 40 ltr in Rechnung gestellt. Selbstverständlich können die zugesetzten Betonbrocken das Mischungsverhältnis des eigentlichen Betons nicht beeinflussen, da sie ihre Festigkeit bereits haben und nur, wie das auch ausführlich geschildert wurde, vom frischen Beton gut umschlossen werden müssen. Wenn der Herr Einsender auch für diese behördlich erlaubten Zuschläge (auch Backsteine von genügender Eigenfestigkeit dürfen bis zu 40 vH zugesetzt werden) entsprechende Zugaben von Zement machen zu müssen glaubt, so hat er die große Zweckmäßigkeit und Wirtschaftlichkeit dieser Bauweise noch nicht völlig erkannt. Die Rechnung würde sich nach dem Mischungsverhältnis in Gewichtsteilen wie folgt stellen:

300 cbm Sand und Kies. . .	zu je 1400 kg =	420 t
7 Waggon Porphyr	=	70 »
	50 t/490 t =	1 : 9,8

Bei der Berechnung nach Volumteilen stellt sich die Rechnung wie folgt:

50 t Zement = 40 cbm Zement, gemischt mit 300 cbm Sand und Kies und 7 Waggon = 49 cbm Porphyr, also Verhältnis 40 : 349 = 1 : 8,75.

Da es sich bei Anfertigung von Betonfundamenten nicht um eine Präzisionsarbeit handeln kann und man auch mit einer Mischung 1 : 10 noch völlig ausreichende Festigkeiten erhalten kann, so dürfte der Einwand des Herrn Einsenders bezüglich eines zu geringen Ansatzes von Zement damit behoben sein.

Interessieren dürfte hier die Tatsache, das es zurzeit vielen Zementfabriken ein leichtes ist, einen Zement von 400 bis 500 kg Festigkeit herzustellen, während nur 250 kg Druckfestigkeit bei kombinierter Lagerung nach 28 Tagen in den behördlich anerkannten Normen des Vereines deutscher Portland-Zementfabrikanten vorgeschrieben sind.

Die Ansicht des Hrn. Gaab, daß die Zementbrocken, vom kaufmännischen Standpunkt aus betrachtet, eigentlich noch zu bewerten sind, erfüllt uns mit einer gewissen Genugtuung. Unsere Erwiderung auf diese Bemerkung ist in der Einleitung zu unserm Artikel enthalten. Uns genügt es, den Nachweis erbracht zu haben, daß bei richtiger Organisation der Arbeit der Abbruch alter Betonbauwerke leicht ist und die Abbruchstoffe wieder verwendet werden können. Die Anregung des Herrn Einsenders, schon beim Bau von Fundamenten besondere Hohlräume vorzusehen, die später beim etwaigen Abbruch die Sprengladung aufzunehmen haben, scheint uns wertvoll und wird durchaus von uns anerkannt. Im übrigen haben wir ausdrücklich betont, daß selbstverständlich unsere Kostenaufrechnung keinen Anspruch auf allgemeine Gültigkeit haben kann, und wir sind in erster Linie von dem Gedanken ausgegangen, daß Maschinenfabrikanten, Betriebsleiter von Kraftwerken usw. entsprechende Fundamentbauten aus Beton in eigener Regie vornehmen können. Selbstverständlich werden die Kosten bei Ausführung durch einen Bauunternehmer, welcher mit hohen Generalkosten, Gewinn und unvorhergesehenen Schwierigkeiten rechnen und außerdem für Aufsicht erhebliche Kosten aufwenden muß, wesentlich höher.

Erwähnen wollen wir noch, daß die Löhne für die Misch- und Betonarbeit naturgemäß ganz gewaltig schwanken müssen je nachdem, ob Handmischung oder Maschinenmischung verwendet wird, ferner entsprechend den verschiedenen Kosten für den Kraftbedarf der Maschinen und je nach den ortsüblichen Tagelöhnen. Die Tagelöhne sind beispielsweise bei der in Frage kommenden Fabrik mindestens um 20 vH billiger als in Düsseldorf, und der Kraftantrieb stellt sich für eine große Zementfabrik auf weniger als 4 ₰/KW-st, während der Bauunternehmer, der vorübergehend seine Mischmaschine an ein vorhandenes Elektrizitätswerk anschließt, häufig 12 ₰ und mehr für 1 KW-st zahlen muß. Uebrigens gibt es noch viele Gegenden, wo gutes Sand- und Steinmaterial wesentlich billiger zu haben ist, als wir bei unserer Berechnung vorausgesetzt haben.

Da wir im Prinzip mit dem Herrn Einsender zu dem gleichen Ergebnis kommen, daß ein Betonfundament in sehr vielen Fällen wirtschaftlicher ist als ein Fundament aus

Ziegelmauerwerk, und da unsere technischen Ausführungen von dem Herrn Einsender gebilligt werden, so wollen wir es gern den Lesern der Zeitschrift überlassen, sich aus unserer Rechnung und der des Herrn Einsenders einen den örtlichen Verhältnissen entsprechenden Mittelwert für die Kosten von 1 cbm Beton bei großen Maschinenfundamenten herauszurechnen.

Heidelberg. Hochachtungsvoll
Auskunftstelle für Zementverarbeitung.
Faber.

Angelegenheiten des Vereines.

Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.[1]

Erläuterungsberichte zu den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren.

Im Auftrage des Ausschusses erstattet von Prof. Dr. **L. Prandtl**, Göttingen, und Dipl.-Sng. **R. Goetze,** Bochum.

(Schluß von S. 1844)

Zweiter Teil: Sonderausführungen über Kompressoren.

Von Dipl.-Sng. **R. Goetze.**

Das Bedürfnis, Regeln für Untersuchungen an Kompressoren aufzustellen, ist aus der nachstehend kurz gekennzeichneten technischen Sachlage erwachsen. Am Anfang dieses Jahrhunderts gab es im Grunde genommen nur eine Ausführungsform für den Großkompressor und das Gebläse, den unmittelbaren Antrieb der Luftkolben durch die vor oder hinter ihnen angeordneten Dampfkolben.

Bei der Untersuchung solcher Maschinen handelte es sich neben der Feststellung des gelieferten Luft-Enddruckes gewöhnlich um die Ermittlung des volumetrischen und des mechanischen Wirkungsgrades aus den genommenen Indikatordiagrammen. Wesentliche Bedenken gegen diese Meßart wurden aus der Praxis nicht laut, obwohl man sich zum Teil darüber klar war und weil man zum Teil nicht wußte, daß weder der volumetrische Wirkungsgrad ganz zutreffend die geförderte Luftmenge noch der mechanische Wirkungsgrad ein ganz richtiges Bild von der Ausnutzung des Kraftmittels ergab. Bei der Gleichheit der Anordnungen wurden eben alle Maschinen durch etwaige Mängel des Meßverfahrens gleichmäßig getroffen.

Das änderte sich mit der Einführung des Gasmotorenund des elektrischen Antriebes, namentlich aber durch das Erscheinen des Turbokompressors. Für diese Maschinen versagten zum Teil die bisher üblichen Meßverfahren, auf die ihnen anhaftenden Fehler wurde schärfer aufmerksam gemacht. Wie aus dem lebhaften Streit der Meinungen in den Fachzeitschriften der letzten Jahre erkennbar ist, trat ein starkes Bedürfnis hervor, Vereinbarungen über die bei Untersuchungen zu ermittelnden Meßgrößen zu treffen, um so die Beurteilung der wetteifernden Bauarten auf eine einheitliche Grundlage zu stellen. Hieran haben aber Lieferer und Verbraucher von Kompressoren ein gleichmäßiges Interesse. Die aufgestellten Regeln sollen vornehmlich diesem praktischen Bedürfnisse dienen. Es kam deshalb weniger darauf an, daß die Bestimmungen über die Art der Messungen allen Ansprüchen der Wissenschaft genügen, sondern es sollte nach Möglichkeit eine gleichmäßige Behandlung aller Maschinengattungen durch die Untersuchungsverfahren erreicht werden.

Zum besseren Verständnis der Fassung, welche den Regeln für die Untersuchungen an Kompressoren im vorliegenden Entwurfe gegeben ist, sollen verschiedene Punkte, die im Ausschuß eingehend erörtert worden sind, nachstehend besprochen werden.

I. Druck- und Temperaturmessungen.

Für die Leistung eines Verdichters ist das Gewicht der geförderten Gasmenge maßgebend, das durch Druck und Temperatur gekennzeichnet ist. Deshalb und für die Vornahme von Umrechnungen sollen im Versuchsbericht stets beide angegeben werden.

Im Gegensatz zu den Verhältnissen bei den Ventilatoren kann gewöhnlich bei den Druckmessungen auf die Messungen des dynamischen Druckes verzichtet werden, weil er seiner Größenordnung nach dem statischen Druck gegenüber sehr klein ist. Selbst bei kleinem Ueberdruck und großer Geschwindigkeit, z. B. bei einem Gebläse für 0,5 at Ueberdruck und 20 m/sk Geschwindigkeit in der Windleistung, würde der dynamische Druck nicht mehr als 0,5 vH des statischen Druckes ausmachen. Immerhin kann unter Umständen der dynamische Druck so groß werden, daß er nicht mehr unberücksichtigt bleiben darf. In diesem Falle soll er nach den Anweisungen in der Fußnote zu D 20) wie bei wissenschaftlichen Untersuchungen bestimmt werden.

Zu 20) Der Druck soll nahe vor und hinter dem Kompressor gemessen werden. Beim Kolbenkompressor darf also der gelieferte Enddruck nicht dem Indikatordiagramm entnommen werden. Die dem Indikatordiagramm zu entnehmenden Drücke stellen die Gesamtdrücke dar, die beim Ansaugen und Fortdrücken auftreten. In ihnen sind die Drücke enthalten, die zur Ueberwindung der Strömwiderstände innerhalb der Maschine verbraucht werden, ihr also zur Last fallen. In dem Diagramm, Fig. 1, entspricht die atmosphärische Linie dem Ansaugedruck, die Linie *eb* dem gelieferten Enddruck am Ende des Kolbenhubes. Die schraffierte Fläche stellt die Verluste durch die zur Ueberwindung der Strömwiderstände erforderlichen Drücke dar. Enthalten Saug- und Druckleitung keine wesentlichen Widerstände, so fallen die ganzen schraffierten Flächen zu Lasten der Maschine. Im andern Falle würden z. B. die Flächen *ecbe* und *afha* die Verluste darstellen, die durch die Leitungen entstehen und nicht der Maschine in Rechnung zu stellen sind. Im Punkte *e* ist die Luftgeschwindigkeit theoretisch gleich null, und der Druck *p* wird sich in vielen Fällen praktisch mit der Angabe des Kontrollmanometers hinter der Maschine decken. Die genaue Bestimmung der Lage von *e* im Diagramm wird häufig jedoch unsicher sein; deshalb soll immer nur die Druckmessung hinter oder vor der Maschine maßgebend sein.

Fig. 1.

Liegen die Meßstellen weiter von der zu untersuchenden Maschine ab, so sind die dadurch entstehenden Verluste an Druck entweder nur auf Grund von Erfahrungszahlen oder dadurch zu ermitteln, daß man den Druckabfall zwischen zwei genügend weit auseinander liegenden Meßstellen in einer und derselben Leitung feststellt und dementsprechend den Druckabfall abschätzt, der auf das zwischen der Meßstelle und der Maschine liegende Stück entfällt.

Vielfach muß der Lieferer des Kompressors seine Maschine mit einer vorhandenen Saugleitung und daran hängendem Filter zusammenbauen. Ist in diesem Falle die Saugleitung oder das Filter zu knapp in den Abmessungen oder das Filter verschmutzt, so wird in dem Diagramm des Kolbenkompressors die Ansauglinie nach unten gezogen, und die nach der indizierten Saugleistung bestimmte Luftmenge wird kleiner, während der Kraftverbrauch um eine Kleinigkeit steigt. Hieraus können Meinungsverschiedenheiten und Streitfälle erwachsen. Dem wird durch die Bestimmung begegnet, daß **die Saugleitung, wenn nichts andres im Vertrage vorgesehen ist, abgeschaltet werden soll.**

Gegen eine grundsätzliche Vorschrift, die Saugleitung bei Leistungsversuchen abzuschalten, erhob sich das Bedenken, daß dies unter Umständen sehr unbequem sein könne; auch wurde es als bedenklich angesehen, da, wo die anzusaugende Luft scharfen Staub und viel Unreinigkeiten enthält, die Luft ungefiltert in die Maschine zu lassen. Kann man mit dem Indikator vor der Maschine an die Saugleitung heran,

[1] Sonderabzüge der Regeln und Erläuterungsberichte in Heftform werden gegen Einsendung von 50 ₰ von der Geschäftstelle des Vereines postfrei abgegeben.

so läßt sich beim Kolbenkompressor durch Abnahme eines Diagrammes, sonst durch Druckmessung der Einfluß der Saugleitung feststellen.

Für die Temperaturmessungen enthält der Entwurf nur wenige Bestimmungen. Wenn verlangt wird, daß die Temperaturen nur mit geeichten Meßgeräten gemessen werden sollen, so ist es natürlich auch zulässig, die betriebsmäßig vorhandenen Thermometer bei der Leistungsuntersuchung zu benutzen und die Thermometer, deren Angabe für die Zwecke der Untersuchung von Belang sind, nachzueichen, vorteilhaft im erkaltenden Oelbade.

Die Regeln verlangen Einführung der Thermometer in den freien Luftstrom. Setzt man die Thermometer in eingegossene oder eingesetzte, mit Oel oder Quecksilber gefüllte Töpfe, so hinken ihre Angaben den wirklichen Temperaturänderungen nach und können infolge der wärmeableitenden Wirkung der Wandung und Füllung hinter den wahren Temperaturen etwas zurückbleiben. Anderseits wird es, namentlich bei großen Querschnitten und Luftgeschwindigkeiten, schwer halten, die Thermometer frei in den Luftstrom bis zur Mitte einzuführen, weil der Thermometerstab leicht zu sehr beansprucht werden kann und die Befestigung des Thermometers und seine Sicherung gegen Herausschleudern durch den Luftdruck immerhin etwas umständlich ist.

Im allgemeinen ist eine ganz genaue Temperaturmessung für Leistungsversuche an Kompressoren nicht nötig, weil die wahren Temperaturen in der Maschine nicht gut meßbar sind und weil sie in dem Leistungsaufwand für die Kompression zur Geltung kommen. Genau müssen nur diejenigen Temperaturen gemessen werden, die bei der Bestimmung der angesaugten oder fortgedrückten Gasmenge in Frage kommen. Nur wenn die Feststellung von Zwischentemperaturen Gegenstand der Untersuchung ist, wird man sich möglichst an die Bestimmungen der Regeln halten; sonst aber braucht man diese Bestimmung nicht engherzig anzuwenden.

Druck und Temperatur sollen in demselben Querschnitt und nicht nahe bei Querschnitts- oder Richtungsänderungen des Luftstromes gemessen werden.

Anderseits besagen die Regeln, daß

Druck- und Temperaturmessungen möglichst dicht vor oder hinter der Maschine zu machen sind,

also da, wo solche Querschnittsänderungen gewöhnlich vorhanden sind. Auch hier wird der Versuchsleiter gut tun, nicht zu ängstlich zu verfahren. Der Sinn dieser Bestimmung ist, den Sachverständigen auf diejenigen Punkte aufmerksam zu machen, die bei der Untersuchung das Ergebnis fälschen können, und ihn auf diese Weise zur Vorsicht zu mahnen.

II. Messung der geförderten Mengen.

Man mißt entweder die angesaugte oder die fortgedrückte Luftmenge. Grundsätzlich richtiger ist die Bestimmung der fortgedrückten Menge, weil dies für den Abnehmer der Maschine eigentlich allein von Wert ist. Das hierfür geeignetste Meßverfahren ist, soweit die vom Ausschuß angestellten Versuche erkennen lassen, die Messung durch Düsen. Sie ist für Kompressoren aller Bauarten ausführbar und gibt die Möglichkeit eines Vergleiches auf einheitlicher Grundlage.

Die angesaugte Luftmenge kann durch Düsen, Anemometer, Stauscheiben, Pitotrohr, kurz durch alle für Ventilatoren benutzten Hülfsmittel zur Ermittlung der Strömgeschwindigkeit gemessen werden. Die Erläuterungen zu diesen Meßarten sind im vorhergehenden Abschnitt gegeben. Ihre Anwendung bei Kolbenkompressoren ist möglich, wenn durch Einbau eines genügend weiten Windkessels in die Saugleitung die für das Meßgerät erforderliche Gleichmäßigkeit der Strömung erzielt wird. Mit Rücksicht auf die hierzu nötigen Vorkehrungen hat man bisher, namentlich bei größeren Kolbenkompressoren, lieber zum Indikatordiagramm gegriffen und die Menge nach dem im Entwurf unter D 23) a gekennzeichneten Verfahren bestimmt. Im Entwurf ist die so ermittelte Menge als indizierte Saugleistung bezeichnet worden, um den Begriff »volumetrischer Wirkungsgrad« zu vermeiden. Den Nichteingeweihten kann dieser Begriff irreführen. Er bezeichnet das Verhältnis des Hubteiles s_1, s. Fig. 1 im Entwurf, zum ganzen Hub s. Dieser Größe kommt nicht die Bedeutung zu, welche gewöhnlich mit dem Wirkungsgrad verbunden wird. Eine Maschine mit kleinerem volumetrischem Wirkungsgrad ist nicht schlechter, wenn die geförderte Luftmenge geliefert wird. Der volumetrische Wirkungsgrad ist also kein Maßstab für die Güte einer Maschine, sondern bietet nur eine bequeme Handhabe zur Ermittlung der angesaugten Luftmenge.

Die Unvollkommenheiten der Mengenmessung nach diesem Verfahren, die übrigens größtenteils allen Messungen in der Saugleitnng eines Kolbenkompressors anhaften, liegen in folgendem:

a) Alle Luftverluste, die beim Durchgang der Luft durch die Luftzylinder von den Saugventilen an der Niederdruckseite bis zu den Druckventilen der Hochdruckseite der meistens zweistufigen Anordnung entstehen, bleiben unberücksichtigt. Deshalb wird empfohlen, die Abschlußorgane für die Luft auf Dichtheit nachzuprüfen. Meistens wird man diese Arbeit scheuen, um so mehr als die Undichtigkeiten an der stehenden Maschine anders wirken als im Betrieb. Wie groß der Einfluß von Undichtigkeiten auf die Mengenmessung durch die indizierte Saugleistung ist, soll durch besondere vom Ausschuß noch vorzunehmende Versuche ermittelt werden, sobald die Untersuchungen über die Düsenmessung zum Abschluß gekommen sind.

b) Es wird angenommen, die aus dem Indikatordiagramm nach dem Hubraum s_1, vergl. Fig. 2, bestimmte angesaugte Luftmenge habe die Temperatur der Außenluft. In Wirklichkeit wird die Luft meist schon beim Durchgang durch die Saugleitung angewärmt und erwärmt sich weiter beim Einströmen in den Zylinder sowohl etwas an den Zylinderwandungen, wie durch Reibung und durch Mischen mit der im schädlichen Raum zurückgebliebenen Luft. Dieser Vorgang verringert die nutzbar gelieferte Luftmenge, ist aber im Diagramm ohne Einfluß auf die indizierte Saugleistung.

Fig. 2.

Volumetrischer Wirkungsgrad $= \frac{s_1 \cdot 100}{s}$.

c) Die Expansionslinie für den schädlichen Raum kann infolge Undichtigkeit der Saugventile (oder bei Schiebersteuerung durch zu frühes Oeffnen des Schiebers) zu steil abfallen und dadurch die indizierte Saugleistung scheinbar vergrößern. In Wirklichkeit strömt die mehr angesaugte Luft bei jedem Hub wieder in die Saugleitung zurück. Aus diesem Grunde wird eine Nachprüfung der Expansionslinie empfohlen. Beträgt z. B. der schädliche Raum 3 vH und der Enddruck im ansaugenden Zylinder 2,5 at abs., so muß das durch die (adiabatische) Expansion im schädlichen Raum für das Ansaugen verloren gegangene Stück des Kolbenweges auf der atmosphärischen Linie gemessen mindestens $3\sqrt[1,41]{2,5} - 3$, also rd. 2,8 vH betragen. Ist es weniger, so läßt dies auf Undichtigkeiten der Saugventile oder auf falsche Schieberstellung schließen.

d) Wird die geförderte Luftmenge bei unveränderlicher Umlaufzahl durch verschieden langes Offenhalten des Saugkanales nach dem Saugraum zu Anfang des Druckhubes geregelt, so ist die Bestimmung der indizierten Saugleistung durch Rückwärtsergänzung der Kompressionslinie im Diagramm möglich, aber unzuverlässig. Durch Drosselwiderstände beim Zurückstoßen der Luft in die Saugleitung steigt nämlich der Druck im Zylinder allmählich an, so daß der Anfangspunkt der Kompression durch den Kolben schlecht erkennbar ist und zur Rückwärtsergänzung der Kompressionslinie nur ein kurzes Stück, z. B. ab, Fig. 2, zur Verfügung steht.

Es ist noch hervorzuheben, daß bei langer oder enger Saugleitung und höheren Umdrehungszahlen der volumetrische Wirkungsgrad auf über 100 vH steigen kann. Die während des ersten Teiles vom Saughube beschleunigte Luftsäule zwischen Saugventilen und Filter, die zu ihrer Beschleunigung einen vergrößerten Unterdruck im Zylinder verlangt, sucht am Ende des Hubes dem Kolben vorzueilen und gibt ihre lebendige Arbeit in Form einer Drucksteigerung der Luft an den Kolben ab. Die Sauglinie steigt daher gegen Hubende über die atmosphärische Linie, so daß der Zylinder am Ende des Hubes unter Umständen mit Luft von mehr als atmosphärischer Spannung gefüllt ist, Fig. 3. Da die angesaugte Luft aber auf atmosphärische Spannung zu beziehen ist, so ergibt sich der volumetrische Wirkungsgrad, der durch Verlängerung der Kompressionslinie bis zur atmosphärischen Linie oder durch Umrechnung ermittelt wird, leicht zu über 100 vH.

Bei Kondensat-Luftpumpen wird die indizierte Saugleistung natürlich nicht auf atmosphärische Spannung, son-

Fig. 3.

Volumetrischer Wirkungsgrad $= \frac{s_1 \cdot 100}{s}$.

dern auf die am Ende des Saughubes vorhandene Kondensatorspannung bezogen. Bei diesen Maschinen muß daher die Kondensatorspannung angegeben werden, auf die sich die indizierte Saugleistung bezieht, Fig. 4.

Fig. 4.

Volumetrischer Wirkungsgrad $= \frac{s_1 \cdot 100}{s}$.

Für Luftpumpen ist jedoch die Mengenmessung der abgesaugten Luft nach der indizierten Saugleistung am ersten entbehrlich, weil sich die Düsenmessung ohne viel Kosten bequem durchführen läßt. Bei gut abgerundeten Düsen kann für ein Vakuum von 38 cm gleich 50 vH und darüber die abgesaugte Luftmenge hinreichend genau folgendermaßen bestimmt werden:

$$Q = \frac{384{,}2\, p\, f}{\sqrt{T}},$$

wobei

Q das abgesaugte Luftgewicht in g/sk,
p die Anfangsspannung der Luft in kg/qcm, dem Barometerstande entsprechend,
f den Querschnitt der Düse in qcm,
T die absolute Anfangstemperatur der angesaugten Luft

bedeutet.

Ferner ist

$$V = \frac{Q\, 760\, T}{1{,}293 \cdot 273\, p_1};$$

darin ist

V das geförderte Luftvolumen in ltr/sk,
Q » » Luftgewicht in g/sk,
T die absolute Anfangstemperatur der Luft,
p_1 die absolute Luftspannung in der Pumpe in mm Q.-S.

Im allgemeinen gibt die Berechnung nach der indizierten Saugleistung einen zu hohen Wert für die Luftmenge. Nur bei Dichtheit aller Maschinenteile für die zu fördernde Luft kann erwartet werden, daß man mit diesem Verfahren bei größeren Maschinen der Wirklichkeit nahe kommt. Wo sich die Düsenmessung ohne Schwierigkeit durchführen läßt, verdient sie deshalb entschieden den Vorzug.

Die gelieferte Luftmenge sollte überhaupt nur mit Düsen gemessen werden.

Bei Kolbenkompressoren ist die gelieferte Luftmenge auch aus der Fortdrücklinie des Hochdruckzylinders bestimmt worden, und zwar nach dem sogenannten Liefergrad, s. Fig. 5.

Diesem Verfahren haften folgende Unvollkommenheiten an:

a) Sind die Druckventile am Hochdruckzylinder undicht, so strömt ein Teil der geförderten Druckluft in den Zylinder zurück, ohne daß dies an dem Stück s_2 des Diagrammes, s. Fig. 5, erkannt werden kann. s_2 kann im Gegenteil infolge des durch die Undichtigkeit vergrößerten Anfangsdruckes bei der Kompression sogar noch länger werden. Deshalb wird auch hier vorherige Prüfung der Maschine auf Undichtigkeiten empfohlen.

b) Bei nicht scharfem Schnitt der Fortdrücklinie mit der Expansionslinie des schädlichen Raumes wird die Bestimmung der Lage des Punktes d und damit der Länge s_2 unsicher.

c) Die im Punkte c vorhandene Temperatur ist jedenfalls höher als die hinter den Druck-Abschlußorganen gemessene, die der Berechnung des Liefergrades zugrunde gelegt wird.

Fig. 5.

Liefergrad $\eta = \frac{s_2\, 100\, p_2\, T_1}{s\quad p_1\, T_2}$.

Aus allen diesen Gründen entstehen bei der Umrechnung der gelieferten Luftmenge auf die Spannung und Temperatur der angesaugten Luft Fehler, durch die der Liefergrad leicht über 100 vH steigen kann. Die Umrechnung geschieht nach der Formel

$$V = v \frac{p_2\, T_1}{p_1\, T_2},$$

wobei

V die nach dem Liefergrad bestimmte angesaugte Luftmenge,
v die gelieferte Preßluftmenge nach s_2 in Fig. 5,
p_1 den Ansaugedruck (oder Atmosphärendruck),
p_2 den absoluten Druck, entsprechend d-c in Fig. 5,
T_1 die Temperatur der angesaugten Luft und
T_2 die Temperatur der fortgedrückten Luft

bedeutet.

Die hiernach erzielten Ergebnisse sind noch unzuverlässiger als die Bestimmung der Luftmenge nach der indizierten Saugleistung. Das Verfahren ist deshalb als unbrauchbar in dem Entwurfe fortgelassen.

Bei Kolbenkompressoren ist die Düsenmessung in der Druckleitung möglich, indem man den Hauptwindkessel unter Zwischenschaltung eines Drosselventiles mit einem Hülfswindkessel verbindet, aus welchem die Luft durch eine Meßdüse ausströmt. Durch das Drosselventil wird der Druck im Hauptwindkessel eingestellt. Es ist nur dafür zu sorgen, daß bei der verwendeten Meßdüse das Druckverhältnis zwischen Hülfswindkessel und Außenluft das kritische Druckgefälle für Luft nicht unterschreitet. Natürlich ist die an der Düse gemessene gelieferte Luftmenge auf den Druck und die Temperatur unmittelbar vor der Maschine umzurechnen.

Näheres über die Düsenmessung findet sich im Erläuterungsbericht für Ventilatoren.

Die im Entwurf unter 23 c) aufgeführten Meßverfahren kommen wesentlich nur für Turbokompressoren in Betracht und sind in dem Erläuterungsbericht für Ventilatoren behandelt. Dort ist auch die Mengenmessung nach einem Verfahren laut 23 e) durch Wärmemessung gekennzeichnet.

Meßverfahren nach 23) d) kommen nur für kleinere Maschinen in Frage. Bei Verwendung eines Gasbehälters zur Messung der geförderten Gasmenge geringen Druckes wird es schwer halten, den Einfluß des Wärmeaustausches mit der Umgebung genügend zuverlässig zu berücksichtigen. Gasuhren müssen geeicht und so eingebaut werden, daß der Gasstrom ohne Stoß hindurchgeht, was häufig umständlich sein wird. Diese Meßverfahren können deshalb nur als Notbehelf dienen, wenn die andern Verfahren aus irgend welchen Gründen nicht durchführbar sind.

Das früher wiederholt empfohlene und durchgeführte Verfahren, die geförderte Luftmenge in einen Windkessel zu pumpen und an dem Windkessel durch Beobachtung der Drucksteigerung und der Temperaturänderung in Abhängigkeit von der Zeit die geförderte Menge zu ermitteln, ist in die Regeln mit Absicht nicht aufgenommen. Gewöhnlich sind nämlich die Versuchsbedingungen derartig, daß der Wärmeaustausch mit der Umgebung zusammen mit dem sich ändernden Druck eine zuverlässige Feststellung der Menge ausschließt.

Auch chemische Verfahren zur Mengenmessung eines Gases blieben in den Regeln unberücksichtigt, weil die Verfahren noch nicht genügend durchgebildet sind und bei der Vielseitigkeit der sonst möglichen Meßverfahren kaum ein Bedürfnis hierfür vorliegt.

Ueber die Frage, ob es zweckmäßig sei, eine Bestimmung über die Umrechnung des angesaugten Gases einheitlich auf einen bestimmten Druck, z. B. 760 mm Q.-S., und eine bestimmte Temperatur, z. B. 0°, zu treffen, waren die Ansichten innerhalb des Ausschusses anfangs geteilt. Gegen eine Umrechnung spricht der Umstand, daß z. B. bei Kolbenkompressoren die Bestimmung der Temperatur der in den Zylinder eingesaugten Luft unsicher ist. Ferner haben die bei den Versuchen verwendeten Druckmesser: Manometer oder Quecksilbersäule, ebenso wie der Indikator den äußeren mit dem Barometerstand wechselnden Luftdruck als Grundlage. Deshalb schien es angebracht, die Arbeit des Kompressors auch auf dieser Grundlage, von der sie nun einmal abhängig ist, zu lassen. In dieser Beziehung ungünstige Umstände können immer durch besondere Hervorhebung des Ansaugedruckes und der Temperatur berücksichtigt werden.

III. Wirkungsgrade.

Der mechanische Wirkungsgrad bezieht sich nur auf Kolbenkompressoren. Hier ist die Leistung eindeutig durch das Diagramm des Luftzylinders gegeben. Bei Kompressoren mit Schiebersteuerung arbeiten Maschinenkolben und Steuerkolben während des größten Teiles vom Druckhub gemeinsam auf die zu verdichtende Luft. Es ist deshalb die vom Steuerkolben verrichtete Leistung (durch Indizieren des Schieberraumes zu ermitteln) der indizierten Leistung des Luftzylinders hinzuzurechnen.

Bei Kolbenkompressoren mit unmittelbarem Dampf- oder Gasmaschinenantrieb stellt der Unterschied zwischen der an den Treibzylindern indizierten Leistung und der indizierten Luftleistung lediglich die Leistung dar, die innerhalb der gesamten Anlage zur Ueberwindung der Reibungsarbeit aller bewegten Teile erforderlich ist. Infolge des verwickelten Kräftespieles ist es ganz unmöglich, den auf den Kompressor allein entfallenden Anteil der zur Ueberwindung der Reibung nötigen Leistung zu bestimmen. In diesen Fällen kann daher nur der mechanische Wirkungsgrad der ganzen Kompressoranlage, nicht aber der des Kompressors allein ermittelt werden.

Wird der Kolbenkompressor unmittelbar durch einen Elektromotor angetrieben, so sind die durch den mechanischen Wirkungsgrad der Kompressoranlage zum Ausdruck kommenden Verluste nicht nur bedingt durch Reibungsarbeit, sondern außerdem durch die Verluste im Elektromotor. In diesem Falle können durch Ermittlung des Wirkungsgrades des Motors die Verluste im Kompressor und in der Antriebmaschine getrennt und der mechanische Wirkungsgrad für den Kompressor allein bestimmt werden. Beträgt z. B. die aus den Diagrammen entnommene Leistung der Luftzylinder 630 PS, verbraucht der treibende Elektromotor 560 KW = 761 PS und wurde der Motorwirkungsgrad zu 92 vH bestimmt, so ist der mechanische Wirkungsgrad der Kompressoranlage $\frac{630}{761} = 0{,}828$, der des Kompressors $\frac{0{,}828}{0{,}92} = 0{,}90$.

Der mechanische Wirkungsgrad kann weder für eine Turbokompressoranlage noch für einen durch Dampf- oder Gasmaschine getriebenen Kolbenkompressor durch Untersuchung festgestellt werden.

Beim Turbokompressor ist es namentlich für die normale Untersuchung schlecht möglich, die indizierte Leistung in dem Sinne wie beim Kolbenkompressor festzustellen, weil sich der Exponent der polytropischen Kompression in den einzelnen Zwischenstufen ändert und sich gewöhnlich der Kenntnis entzieht. Man stellt nur die Drucksteigerung und Temperaturerhöhung für die ganze Stufenfolge fest. Daher war es nötig, für den Vergleich namentlich zwischen Kolben- und Turbokompressoren von einem idealen Arbeitsvorgang im Luftteil auszugehen. Da die isothermische Kompression wegen des kleinsten erforderlichen Arbeitsaufwandes immer anzustreben bleibt, so soll die Leistung der Kompressoren auf der Grundlage der isothermischen Kompression ermittelt werden. Auf dieser Ueberlegung beruht der in die Regeln aufgenommene isothermische Wirkungsgrad.

Bei Bestimmung des isothermischen Wirkungsgrades entsteht die Frage, auf welche Temperatur das für die isothermische Kompression einzusetzende Gasvolumen umzurechnen ist. Gewöhnlich sind zwei Grenztemperaturen gegeben: die Temperatur der angesaugten Luft und die Temperatur des eintretenden Kühlmittels. Beide Temperaturen haben auf den Kompressionsvorgang Einfluß. Welche von den beiden Temperaturen zu nehmen ist, hängt eigentlich von der Bauart des Kompressors ab. Bei einem einstufigen Kolbenkompressor erscheint es richtig, die Temperatur der angesaugten Luft zu wählen, weil diese den größten Einfluß auf den Kompressionsvorgang hat und die Deckel- oder Mantelkühlung hinsichtlich der Luftkühlung nur wenig wirksam sein kann. Für einen zweistufigen Kolbenkompressor müßte aus dem gleichen Grunde beim Niederdruckzylinder die Temperatur der angesaugten Luft, beim Hochdruckzylinder die Temperatur des am Zwischenkühler eintretenden Kühlwassers zugrunde gelegt werden. Bei einem sorgfältig gekühlten Turbokompressor wäre wiederum die Temperatur des eintretenden Kühlwassers maßgebend, weil der Einfluß der Temperatur der angesaugten Luft auf den Kompressionsvorgang gegenüber der Wirkung des Kühlmittels zurücktritt. Unter Umständen kann auch die angesaugte Luft kühler sein als das eintretende Kühlwasser.

Es leuchtet ein, daß es unter diesen Umständen unmöglich ist, für alle Kompressorbauarten einen einzigen Vergleichsmaßstab zu finden, der immer ganz zutreffend ist. Deshalb entschied man sich dafür, den Mittelwert der Temperaturen der angesaugten Luft und des eintretenden Kühlwassers für das der isothermischen Kompression zugrunde zu legende Gasvolumen zu wählen, und nahm dabei bewußt in den Kauf, daß unter Umständen die eine Kompressorbauart etwas ungünstiger beurteilt wird als die andre.

Wie ermittelt sich der isothermische Wirkungsgrad für eine Turbokompressoranlage?

Wird der Turbokompressor, was seltener der Fall sein wird, durch einen Elektromotor angetrieben, und verbraucht dieser z. B. 578 KW = 785 PS, während am Kompressor 6000 cbm/st angesaugte Luft von 1 at und ein Enddruck von 7 at abs. festgestellt wurden, so ergibt sich der isothermische Wirkungsgrad zu $\frac{432}{785} = 0{,}55$ für die Kompressoranlage. Ist auch der Wirkungsgrad des Elektromotors ermittelt, z. B. zu 0,92, so wird der isothermische Wirkungsgrad des Kompressors allein $\frac{55}{92} = 0{,}60$. Hierbei stellen die 432 PS diejenige Leistung dar, die theoretisch zur isothermischen Kompression von 6000 cbm Luft auf 7 at nötig ist.

In den meisten Fällen wird der Turbokompressor durch eine Dampfturbine angetrieben sein. Dann handelt es sich bei Feststellung des isothermischen Wirkungsgrades darum, der errechneten Nutzleitung die an die Turbine abgegebene Energie gegenüberzustellen. Die an die Schaufeln der Turbine abgegebene Energie ist nicht bekannt, sie entspricht bei der Kolbendampfmaschine der indizierten Dampfleistung. Es ist demnach nötig, auf die in dem zugeführten Dampf zur Verfügung stehende Energie zurückzugehen und deren Wärmewert zu ermitteln. Deshalb ist der Begriff Gesamtwirkungsgrad eingeführt worden. Er bedeutet das Verhältnis der für die isothermische Kompression aufzuwendenden Leistung zu der zugeführten Energie. Hierbei stößt man auf die Frage, was als zugeführte Energie aufzufassen ist. Da erscheint es nur billig, auf die durch äußere Verhältnisse gegebenen Anfangs- und Endzustände des verbrauchten Dampfes zurückzugehen, für welche die Anlage im Einzelfalle gebaut worden ist, also auf Druck und Temperatur des eintretenden und des austretenden Dampfes. Als zugeführte Energie ist also die Leistung der verlustlosen Maschine im Sinne der Dampfmaschinen-Normen anzusehen. Bei einem Vergleich von Turbokompressoren untereinander werden die Versuchsergebnisse ohnehin auf gleiche Anfangs- und Endzustände zurückgeführt werden müssen, so weit das möglich ist. Das folgende Beispiel zeigt, wie bei einer Turbokompressoranlage der Gesamtwirkungsgrad aus den Versuchsergebnissen erhalten wird.

Der Kompressor möge 6000 cbm/st von 1 at abs. ansaugen und sie auf 7 at abs. Druck verdichten. Die isothermische Leistung beträgt dann 432 PS oder 273 024 WE/st. Die treibende Turbine werde mit Abdampf von 1,2 at abs. Druck und einer Kondensatorspannung von 0,04 at betrieben. Der Dampfverbrauch habe sich zu 6660 kg/st ergeben. Dann ist die im Dampf zur Verfügung stehende Energie = 6660 × 115 = 765 900 WE, vorausgesetzt, daß der Dampfverbrauch auf trocken gesättigten Dampf zurückgeführt, die Dampfnässe also berücksichtigt ist. Der Gesamtwirkungsgrad der Kompressoranlage wird demnach $\frac{273\,024}{765\,900} = 0{,}357$.

In gleicher Weise würde zu verfahren sein, wenn es sich um die Ermittlung des Gesamtwirkungsgrades einer Kolbenkompressoranlage handelt. Für einen Vergleich zwischen Kolben- und Turbokompressor gibt natürlich der Gesamtwirkungsgrad nur dann einen richtigen Maßstab, wenn bei beiden Maschinenarten Anfangs- und Endzustände des Dampfes gleich sind. Umrechnungen werden nur auf Grund von Erfahrungszahlen vorgenommen werden können. Nur wenn z. B. der erreichbare Anfangs- oder Endzustand des Dampfes durch die Bauart der Maschine begrenzt ist (kleineres Vakuum bei

der Kolbenmaschine als bei der Turbine, höhere Ueberhitzung bei der Turbine), wird man als gemeinsame Grundlage für den Anfangs- oder Endzustand die Verhältnisse bei der Maschine mit dem größeren Wärmegefälle nehmen können.

Im allgemeinen wird man die Güte einer Maschine neben dem Kostenaufwand danach beurteilen, wieviel kg Dampf für 1 cbm angesaugter und auf Druck gebrachter Luft erforderlich sind.

Literatur über Luftmengen- und Druckmessung.

Zusammengestellt von Prof. Dr. techn. K. Brabbée, Charlottenburg.

(Es sind nur die Abhandlungen aufgenommen, die in unmittelbarem Zusammenhang mit den in den »Regeln« behandelten Meßgeräten stehen.)

1) Burnham, »Experiments with the Pitot Tube in measuring the velocities of gazes in pipes«, Eng. News 1905 Nr. 25.
2) Gregory, »The Pitot Tube«, Transactions of the Amer. Soc. of Mechan. Eng. 1904 S. 184.
3) O. Krell sen., »Hydrostatische Meßinstrumente«, Springer. Berlin 1897.
4) O. Krell jun., »Ueber Messung von dynamischem und statischem Druck in bewegter Luft«, Oldenbourg, München und Berlin 1904.
5) G. Neumayer, »Anemometer-Studien auf der Deutschen Seewarte«, bearbeitet von H. v. Hasenkamp 1897.
6) Prof. Dr. Recknagel, »Ueber Luftwiderstand«, Wiedemanns Annalen 1880 S. 677.
7) Prof. Dr. Recknagel, »Ueber Luftwiderstand«, Z. d. V. d. I. 1886 S. 849.
8) Prof. Dr. Recknagel, »Ueber Einrichtung und Gebrauch des Differentialmanometers«, Archiv für Hygiene 1893 S. 241.
9) Rietschel, »Bestimmung der Geschwindigkeit und des Druckes bewegter Luft in Rohrleitungen«, Heft 1 der Mitteilungen der Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin, Oldenbourg, München und Berlin 1910, S. 32.
10) Dr. Rosenmüller, »Anemometer für geschlossene Kanäle«, Gesundheits-Ing. 1911 Nr. 25.
11) Simon, »Versuche und Betriebserfahrungen mit dem Gasmesser von Thomas«, Journal für Gasbeleuchtung u. Wasserversorgung 1912 Nr. 6.
12) Stach, »Die Anemometer-Prüfungsstation der Westfälischen Berggewerkschaftskasse«, Glückauf 1902 Nr 47.
13) Stach, Mitteilungen aus der Anemometer-Prüfungsstation der Westfälischen Berggewerkschaftskasse«, Glückauf 1903 Nr. 48.
14) Stach, »Ueber Mitwindbestimmung bei Anemometer-Prüfungen«, Annalen der Hydrographie und maritimen Meteorologie 1903.
15) Stach, »Meßgeräte für Druck und Geschwindigkeit von Gasen«, Stahl und Eisen 1911 Nr. 43 u. 46.
16) Taylor, »A form of Pitot Tube for measuring the air velocities«, Eng. News 1903 Nr. 11.
17) Der Gasmesser von Thomas, Z. d. V. d. I. 1911 S. 1134.
18) Vambera und Schraml, »Die direkte Messung der Geschwindigkeit heißer Gasströme mit Hilfe der Pitot-Röhre«, Berg- und hüttenmännisches Jahrbuch der k. k. montanistischen Hochschulen zu Leoben und Pribram 1906 Nr. 1.
19) Zentralblatt der Bauverwaltung 1909 S. 549.

Soeben ist der vierte Band der

Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie, Jahrbuch des Vereines deutscher Ingenieure, herausgegeben von Conrad Matschoß

erschienen. Er umfaßt IV und 357 Seiten mit 348 Figuren und 7 Bildnissen. Das Werk, von dem jedem Bezirksverein ein Abdruck übersandt worden ist, kann von den Mitgliedern des Vereines zum Preise von 6 ℳ (zuzüglich Porto) unmittelbar von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstr. 23/24, bezogen werden. Für Nichtmitglieder ist der Preis des ungebundenen Abzuges auf 8 ℳ festgesetzt. (Der Preis des in Leinen gebundenen Jahrbuches beträgt für Mitglieder 7,50 ℳ, für Nichtmitglieder 10 ℳ.)

Der vierte Band enthält:

R. Wolf, der Begründer der Maschinenfabrik R. Wolf in Magdeburg-Buckau. Von Conrad Matschoß, Berlin.
Zur Geschichte der Königlichen Gewehrfabrik in Spandau unter besonderer Berücksichtigung des 18. Jahrhunderts. Von Militärbaumeister Dipl.-Ing. Wilhelm Hassenstein, Spandau.
Die ersten Versuche zur Einführung der Bobbinnetfabrikation im Königreich Sachsen. Von Professor Hugo Fischer, Dresden.
Benoit Fourneyron. Von Dr. Karl Keller, München, vormals Professor in Karlsruhe.
Aus der Werkstatt deutscher Kunstmeister im Anfang des 19. Jahrhunderts. (Nach alten Originalzeichnungen.) Von Conrad Matschoß, Berlin.
Die Geschichte der mittelamerikanischen Kanalunternehmungen. Von Dr. Richard Hennig, Berlin-Friedenau.
Das Materialprüfungswesen und die Erweiterung der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Elastizität und Festigkeit in Deutschland während der letzten vier Jahrzehnte. Von Professor R. Baumann, Stuttgart.
Paul v. Strobach. Selbstbiographie, herausgegeben und mit Anmerkungen versehen von Dr. techn. Hugo Fuchs, Prag.
Die Entwicklung der Zahnräder. Von O. Kammerer, Charlottenburg.
Beiträge zur Geschichte der Werkzeugmaschinen. Von Professor Dr.-Ing. Hermann Fischer, Hannover.
Die Förderung der Textilindustrie durch Friedrich den Großen. Von Conrad Matschoß, Berlin.
Der Einfluß des Baues der Semmeringbahn auf die Entwicklung der Gebirgslokomotive. Von Dr. techn. Rudolf Sanzin, Wien.

Nähere Angaben sowie eine Bestellkarte enthält eine Ankündigung, die den Mitgliedern des Vereines von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer zugegangen ist.

Der reiche Inhalt, der die verschiedenen Arbeitgebiete des Ingenieurs berührt, wird vielen unserer Mitglieder Interessantes bieten. Wir hoffen, daß auch dieses neue Unternehmen die Unterstützung unserer Mitglieder finden wird, die schon so vielfach haben erkennen lassen, daß sie den Wert ernsthafter geschichtlicher Arbeit auch für den Ingenieur hoch einschätzen.

Vom Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen ist ein Ratgeber für die Berufswahl:

Die Ausbildung für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie

(Maschinenbau, Schiffbau, Elektrotechnik),

herausgegeben.

Der Ratgeber ist im Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin erschienen und für 35 ₰ im Buchhandel zu haben.

Nähere Mitteilungen über den Inhalt folgen.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **126. Heft** erschienen; es enthält:

E. Preuß: Versuche über die Spannungsverminderung durch die Ausrundung scharfer Ecken.
Derselbe: Versuche über die Spannungsverteilung in Kranhaken.
Derselbe: Versuche über die Spannungsverteilung in gelochten Zugstäben.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 ₰ erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstraße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Selbstverlag des Vereines. – Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. – Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 47. **Sonnabend, den 23. November 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 12 und Textblatt 35)

1 F 1 - Heißdampf-Tenderlokomotive der holländischen Staatsbahn auf Java.[1]

Von Regierungsbaumeister a. D. **Metzeltin** in Hannover.

(hierzu Tafel 12)

Die holländische Staatsbahn auf Java verwendet seit 1903 auf ihren Gebirgstrecken für den Güterzugdienst 1 C + C-Mallet-Tenderlokomotiven, deren letzte Ausführung sich aus Fig. 1 ergibt. Da die vorkommenden kleinsten Krümmungshalbmesser trotz der Schmalspur von 3' 6" = 1067 mm aber nur 150 m betragen, so lag der Gedanke nahe, diese Mallet-Lokomotiven durch Lokomotiven mit sechs in einem festen Rahmen parallel gelagerten Achsen und einer Laufachse zu ersetzen. Die Anwendung von sechs parallel gelagerten gekuppelten Achsen ist nicht neu. Schon 1864 baute Milholland, Maschinenmeister der Philadelphia- und Reading-Bahn, eine F-Tenderlokomotive[2]) nach Fig. 2, jedoch ohne seitlich verschiebbare Achsen. Diese Lokomotive mußte allerdings, weil sie infolge ihres festen Radstandes von 5970 mm den Oberbau zu sehr beanspruchte, nach kurzer Zeit wieder umgebaut werden. Eine weitere Anwendung von sechs parallel gelagerten Achsen findet sich bei der 1910 von Gölsdorf entworfenen 1 F-Güterzuglokomotive Serie 100 der österreichischen Staatsbahn[3]).

Die zunächst von der Hannoverschen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals Georg Egestorff für Java entworfene 1 F-Tenderlokomotive gewährte bei ungefähr gleichem Dienstgewicht die Möglichkeit, einen Schmidtschen Rauchröhren-Ueberhitzer einzubauen und außerdem 0,54 qm Rostfläche und 20 qm Heizfläche mehr unterzubringen, als die Mallet-Lokomotive hatte. Die Anordnung zweier Dampfzylinder ließ allerdings der Profile wegen nicht zu, die Verbundwirkung zu verwenden, doch sollte dieser Nachteil durch Anwendung von Heißdampf ausgeglichen werden. Ferner wurde von der Lokomotive eine wesentliche Verbesserung der Schleppleistung erwartet. Je mehr miteinander gekuppelte Achsen eine Lokomotive hat, desto schwerer kommt sie ins Schleudern. Ist das Reibungsgewicht $Q = 60$ t, der Reibungswert $= {}^1/_6$, so

Fig. 1.

1 C + C-Tenderlokomotive nach Mallet-Rimrott, Bauart Amsterdam 1910.

Maßstab 1 : 100.

Fig. 2.

F-Tenderlokomotive der Philadelphia- und Reading-Bahn (1864).

Maßstab 1 : 150.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 45 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Vergl. Couché, Materiel roulant, 1873, Tome II, Pl. LXXIX, und »Organ« 1864 S. 87.

[3]) Vergl. Z. 1911 S. 1783.

wird eine D-Lokomotive, wenn z. B. die erste Achse auf eine ölige Stelle kommt, bei Zugkraft $Z = \frac{^3/_4\,Q}{6} = 7500$ kg, eine E-Lokomotive bei Zugkraft $Z = \frac{^4/_5\,Q}{6} = 8000$ kg, eine F-Lokomotive erst bei $Z = \frac{^5/_6\,Q}{6} = 8333$ kg schleudern, d. h. der Reibungswert wird um so günstiger, je mehr Achsen gekuppelt sind, eine Erfahrung, die auch Brückmann (vergl. Z. 1909 S. 1869) bestätigt. Die 1 C + C-Mallet-Lokomotive weicht in dieser Beziehung nicht viel von einer C-Lokomotive ab; denn kommt die erste gekuppelte Achse auf eine reibungslose Stelle, so kommen die beiden Achsen des Vordergestelles leicht ins Schleudern; dadurch geht die Dampfspannung im Verbinder verloren, die Hochdruckmaschine arbeitet plötzlich ohne Gegendruck und wird daher auch leicht schleudern. Fährt die Lokomotive rückwärts und beginnt die Hochdruckmaschine zu schleudern, so wird der Dampfdruck im Verbinder, soweit es das Sicherheitsventil zuläßt, schnell steigen und daher dann auch die Niederdruckmaschine leichter schleudern als bis dahin.

Außer der erhöhten Leistung wurde von der vorgeschlagenen Lokomotive vor allen Dingen eine erhebliche Ersparnis an Unterhaltkosten durch den Fortfall eines Triebwerkes, der gelenkigen Dampfrohre und der Verbindungen zwischen dem Dampfdrehgestell und der festen Maschine erwartet. Auf weitere bauliche und betriebliche Vorteile komme ich später zurück.

Der Entwurf der 1 F-Lokomotive fand im allgemeinen den Beifall des Departements der Kolonien im Haag und insbesondere des Hrn. H. F. Stipriaan Luiscius, Hoofdinspecteur der Staatsspoorwegen op Java; doch wünschte man noch die Vorräte derart zu erhöhen, daß die Mallet-Lokomotive in dieser Beziehung um 50 vH übertroffen werden sollte. Dieser Forderung konnte nur durch Hinzufügen einer weiteren Laufachse genügt werden. Durch ihre Anordnung am hinteren Ende der Lokomotive ließ sich eine hinsichtlich des Laufwerkes vollständig symmetrische Lokomotive bauen. Die Einstellung in den Krümmungen von 150 m Halbmesser bei 20 mm Spurerweiterung ergab nach Fig. 3 keine technischen Bedenken.

Fig. 3.
Krümmung von 150 m Halbmesser.
Maßstab 1 : 80.

Nachdem die oben genannte Fabrik einen ausführlichen Entwurf eingereicht hatte, erhielt sie auch bald einen Probeauftrag[1]) auf diese erste 1 F 1-Lokomotive, die auf Tafel 12 und in Fig. 4 dargestellt ist; als Kennwort für diese Type ist nach amerikanischem Muster das Wort »Javanic« vorgeschlagen worden.

Aus geschichtlichem Interesse sei erwähnt, daß eine ebenfalls achtachsige Tenderlokomotive, aber in der Anordnung 2 E 1, also mit nur 5 gekuppelten Achsen, bereits im Jahr 1890 von der Firma Dübs für die Natal-Regierungsbahnen gebaut worden ist[2]). Hier hatte man die Räder der vordersten und der hintersten gekuppelten Achsen ohne Spurkränze ausgeführt, so daß sich bei 9195 mm Gesamtradstand nur 2540 mm fester Radstand ergab.

Kessel. Bei der Mallet-Lokomotive liegt die Steuerung für die hintere Dampfmaschine in der Nähe der Feuerkiste. Letztere kann daher, wenigstens bei Schmalspurlokomotiven, nicht breit über den Rahmen gelegt, sondern muß lang und schmal ausgebildet werden. In der Tat weist der Rost der Mallet-Lokomotive bei 2,04 qm Fläche eine Breite von 950 mm und daher eine Länge von 2150 mm auf. Bei der neuen Lokomotive bestand dieses Hindernis nicht. Dem Roste konnte also eine Breite von 1300 mm gegeben, und bei einer Länge von 2000 mm konnte eine Rostfläche von 2,6 qm erzielt wer-

Fig. 5 bis 7. Längsschnitt durch den Kessel.
Maßstab 1 : 50.

Verstärkung des Domausschnittes.

[1]) Diesem Probeauftrag folgte inzwischen ein weiterer Auftrag auf eine größere Anzahl dieser Lokomotiven.

[2]) Vergl. The Engineer 1903 I S. 176.

den. Damit konnten Einschnürungen der Feuerkiste und des Feuerkistenmantels, die wegen der starken Beanspruchung des Materials beim Kümpeln stets eine schwache Stelle des Kessels bilden und bei nicht sorgfältiger Herstellung auch zu Schäden führen können, vermieden werden; es ergaben sich vielmehr für beide Teile ebene Flächen. Bei einem Kesseldurchmesser von 1404 mm ließen sich die Seitenwände der Kiste und des Mantels unten ein

Erwähnt sei, daß die Rauchkammertür nach dem Muster früherer Ausführungen nicht fest mit den Gelenkbändern verbunden ist, sondern lose in ihnen hängt; sie kann daher durch die fünf auf den Umfang verteilten Vorreiber besser dicht gehalten werden.

Rahmen. Die beiden Hauptrahmen werden von 23 mm starken Blechplatten gebildet. Besondere Vorkehrungen erforderte die Rücksichtnahme auf die Verschiebung der Achsen

Fig. 4.

1 F 1 - Heißdampf-Tenderlokomotive der Holländischen Staatsbahn auf Java.

wenig nach außen neigen, so daß die Dampfblasen frei aufsteigen können.

Der Kessel lag bereits bei der Mallet-Lokomotive 2450 mm über Schienenoberkante. Diese Höhenlage konnte anstandlos beibehalten werden, zumal sich durch die später noch zu besprechende andre Anordnung der Wasserkasten eine erheblich tiefere Lage des Schwerpunktes der ganzen Lokomotive ergab. Die Heizrohre erhielten die nicht ungewöhnliche Länge von 4950 mm, also nur 315 mm mehr als bei der Mallet-Lokomotive. Einzelheiten des Kessels, insbesondere auch die Verstärkung des Domausschnittes, gehen aus Fig. 5 bis 7 hervor. Erwähnt sei nur noch, daß der eiserne Feuerkistenmantel nicht, wie sonst bisweilen üblich, aus drei Teilen, sondern aus einem einzigen Blech von 16 mm Wandstärke besteht. Um die senkrechten Deckenanker der äußersten Reihe genügend abzudichten, ist hier über die ganze Länge des Mantels eine Verstärkungslasche von 150 mm Breite und 10 mm Stärke aufgenietet.

Querschnitt durch die Feuerbüchse.

Im Dom ist ein besonderer Wasserabscheider vorgesehen[1]). Er unterscheidet sich von den üblichen Ausführungen durch die Anordnung besonderer Auffangrinnen für das an den Kanten abgeschiedene Wasser, das sonst durch den Dampfstrom wieder zerstäubt und mitgerissen wird, und einer Rückführung des so aufgefangenen Wassers in den Kessel.

Als Regler ist ein Ventilregler verwendet. Die Achse des Ventiles ist ein wenig geneigt angeordnet; dadurch ist eine Uebersetzung der Bewegung vermieden und der Reglerhebel für den Führer bequem im Führerhaus erreichbar.

Der Kessel ist mit Schmidtschem Rauchröhren-Ueberhitzer gewöhnlicher Bauart versehen.

[1]) D. R. G. M. 332065.

in den Krümmungen. Der 30 mm betragenden Verschiebung der gekuppelten Achsen konnte dadurch Rechnung getragen werden, daß die lichte Entfernung der Rahmenplatten auf 840 mm beschränkt wurde. Anders lag die Sache bei den Laufachsen, die 100 mm Seitenspiel haben müssen. Hätte man die Rahmenbleche vorn und hinten um ein entsprechendes Maß eingezogen, so wäre ihre Bearbeitung außerordentlich erschwert worden. Da nun vorn die Rahmenoberkante so hoch liegt, daß über dem Rade noch eine Höhe von 730 mm verbleibt, wurde hier das Rahmenblech gerade durchgeführt und entsprechend ausgeschnitten. Allerdings wurde dieser Ausschnitt nach Fig. 8 und 9 durch ein gekümpeltes 23 mm starkes Blech, das den Hohlraum zum Eintreten des Rades bei starker Verschiebung hergibt, versteift. An diesem Bleche sind auch die sonst schwer zu befestigenden Führungen für die Adam-Achse untergebracht. Am hinteren Ende hat das Rahmenblech wegen des daraufgesetzten quer durchgehenden Wasser- und Kohlenkastens nur geringe Höhe, so daß eine Ausbildung wie vorn nicht mehr tunlich erschien. Man verringerte daher wie üblich die lichte Entfernung der beiden Rahmenplatten. Vorn wäre übrigens dieses Hülfsmittel kaum anzuwenden gewesen, da das Einziehen wegen des kurzen zwischen Zylinder und Adam-Achse verfügbaren Raumes nur durch scharfe Knicke hätte erfolgen können, während die Einziehung sich hinten auf etwa 900 mm Länge verteilt. Auf diese Weise war ein verhältnismäßig leichtes Bearbeiten der über 13 m langen Rahmenplatten ermöglicht.

In Verbindung mit dem Rahmen muß die Frage der Wasserkasten besprochen werden. Bei schmalspurigen Lokomotiven genügen die zwischen den Rahmen unterzubringenden Wasservorräte meist nicht, selbst wenn man alle verfügbaren Räume durch eine entsprechend umständliche Gestaltung des Bodens ausnutzt; man muß vielmehr noch andre Wasserkasten vorsehen. Bei der Mallet-Lokomotive waren zusätzliche seitliche Kasten angeordnet. Solche Kasten erschweren aber der Bedienungsmannschaft die Aussicht nach vorn namentlich bei so langen Lokomotiven. Sie machen auch den Kessel und besonders die Feuerkiste sehr unzugänglich, so daß man beim Dichten oder Auswechseln von Stehbolzen unter Umständen gezwungen ist, zunächst die Wasserkasten abzunehmen. Ferner bringen derartige Wasserkasten insofern Uebelstände mit sich, als die Mannschaft

die Lokomotive während der Fahrt meist nur mit Lebensgefahr außen begehen kann.

Nach dem Muster anderer Lokomotiven wurde hier von seitlichen Wasserkasten abgesehen und dafür quer unter dem Kessel liegende, möglichst die ganze Breite des Profiles ausnutzende Kasten angeordnet. Hierdurch wurde eine gute Aussicht nach vorn auf die Strecke, ein sehr bequemer und sicherer Umgang um die Lokomotive während der Fahrt und eine gute Zugänglichkeit der Feuerkiste und des Kessels erreicht. Während die Mallet-Lokomotive nur 6 cbm Wasser mit sich führt, war es hier möglich, 8,5 cbm unterzubringen, obschon die seitlichen Wasserkasten fortgefallen sind. Den größten Teil des Wasservorrates nimmt der schon erwähnte quer unter dem Kessel liegende

Fig. 8 und 9. Adam-Achse.

Maßstab 1 : 20.

Querschnitt.

Grundriß.

2498 mm breite Kasten auf. An ihn schließt sich ein nach unten in den Rahmen hineinreichender Teil an, der aber einen über den Achsbüchsführungen durchgehenden ebenen Boden erhalten hat. Ferner ist einiges Wasser zwischen den Rahmenblechen unter dem Führerstand und schließlich unter den Kohlenkasten aufgespeichert. Alle Kasten sind durch Rohre miteinander verbunden. Der Gesamtschwerpunkt der Wassermassen liegt bei den 1 F 1-Lokomotiven rd. 450 mm tiefer als bei der Mallet-Lokomotive, so daß man, wenn nötig, unbedenklich die Kesselmitte noch etwas höher legen könnte, ohne die Standfestigkeit der Lokomotive gegenüber der 1 C + C-Mallet-Lokomotive, Fig. 1, zu verschlechtern.

Laufwerk. Für das Laufwerk war maßgebend, daß der Raddurchmesser der Mallet-Lokomotive mit 1102 mm wegen der Vertauschbarkeit der Radreifen beibehalten werden sollte. Ferner sollte der Achsdruck nicht höher werden als bei der Mallet-Lokomotive und auch die Belastung auf die Längeneinheit von der der Mallet-Lokomotive nicht wesentlich abweichen. Diese Forderungen ließen sich erreichen durch sechs gekuppelte Achsen mit je 1250 mm Radstand und eine vordere und hintere Laufachse in je 2000 mm Entfernung von den letzten gekuppelten Achsen. Die vier mittleren Achsen sind fest gelagert, da der feste Radstand von 3750 mm bei einem Krümmungshalbmesser von 150 m ohne weiteres anwendbar ist. Bemerkt sei, daß die 1 F-Lokomotive, Serie 100 der österreichischen Staatsbahn, 4590 mm festen Radstand hat[1]). Nach dem Röllschen Verfahren war alsdann nach Fig. 3 für die vorderste und hinterste der Kuppelachsen bei 20 mm Spurerweiterung eine Seitenverschiebbarkeit von 30 mm und für die Adam-Achsen eine solche von 100 mm nötig, wobei die Lokomotive infolge ihrer symmetrischen Anordnung sich natürlich für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt vollständig gleich einstellte.

Probefahrten auf einem längeren Gleis mit mehrfachen Krümmungen von 140 m Halbmesser bei 15 mm Spurerweiterung ergaben, daß die Lokomotive derartige Krümmungen ohne Zwängen nimmt. Gemessen wurden in einer solchen Krümmung folgende Verschiebungen:

1. Achse	95 mm
2. »	28 »
7. »	20 »
8. »	55 »

Dieses Bild verschiebt sich etwas, wenn die Lokomotive schleppt. Alsdann wird sie durch die Zugkraft hinten etwas mehr nach innen gezogen, also die Verschiebung der 7. und 8. Achse etwas verringert, während sich die der ersten beiden Achsen vielleicht auf die Ausführungsmaße von 100 bezw. 30 mm erhöhen wird.

Die beiden mittleren Achsen haben ebenfalls Spurkränze erhalten, die jedoch 5 mm schwächer gedreht worden sind. Diese Achsen laufen in den Krümmungen frei. Um eine sichere Führung der Lokomotive in der Geraden zu erreichen, erhielt die Adam-Achse kräftige Rückstellfedern, die einen Anfangsdruck von 348 kg und bei 100 mm Ausschlag einen Rückstelldruck von 1300 kg ausüben. Die gekuppelten Achsen haben keine Rückstellvorrichtung. Beim Einfahren in eine Krümmung übernehmen die jeweilig vordersten drei Achsen die Führung. Sie teilen sich also in die Aufnahme des Seitendruckes. Die Abnutzung aller Spurkränze wird daher vermutlich gering sein. Es wäre wünschenswert gewesen, auch der 5. Achse etwas Verschiebbarkeit zu geben, um auch sie an dem Auffangen des Seitendruckes teilnehmen zu lassen; dies mußte aber unterbleiben, weil das dadurch bedingte Hinauslegen der Zylindermitten des lichten Raumes wegen ausgeschlossen war.

Zunächst wurde beabsichtigt, den verschiebbaren gekuppelten Achsen in üblicher Weise verlängerte Kurbelzapfen zu geben. Dies ließ sich jedoch ebenfalls mit Rücksicht auf die dadurch bedingte Vergrößerung der Entfernung der Zylindermitten nicht ausführen. Man war daher gezwungen, für die vorderste Kuppelachse die übliche Haganssche Bauart zu wählen. Bei der hintersten gekuppelten Achse hätten sich zwar verlängerte Kurbelzapfen anordnen lassen. Mit Rücksicht auf die Vertauschbarkeit der Achsen wurde jedoch auch hier die Haganssche Bauart beibehalten. Für die Achsschenkel erschienen mit Rücksicht auf die Erfahrungen mit andern Lokomotiven in Java ein Durchmesser von 155 mm und eine Länge von 180 mm notwendig. Für die verschiebbaren Achsen hätte natürlich die Länge der Schenkel 60 mm mehr betragen müssen. Sämtliche Achsschenkel sind nun mit dieser größeren Länge ausgeführt, und nur bei den beiden verschiebbaren Achsen ist die Länge der Lagerschalen auf 180 mm bemessen worden, während die Lager bei den andern Achsen mit 240 mm ausgeführt worden sind. Hiermit ist erreicht, daß mit Ausnahme der Treibachse alle gekuppelten Achsen miteinander vertauscht werden können.

[1]) Der internationale Eisenbahnkongreß in Bern 1910 empfiehlt bei 1 m Spurweite und 150 m Halbmesser einen größten festen Radstand von 3600 mm (vergl. Bulletin 1912 S. 735), geht also schon über die Vorschläge der T. V. § 89 und der Gz. f. L. § 53 ($R = 150$ m, $r = 2900$ mm) hinaus. Schlöß weist im »Organ« 1912 S. 53 nach, daß der Krümmungswiderstand bei Zunahme des Radstandes nicht wesentlich wächst und demnach kein Hindernis bildet, den Radstand steifachsiger Fahrzeuge über die in den T. V. empfohlenen Maße zu vergrößern. Die Amerikaner gehen bei Lokomotiven weit darüber hinaus.

Beide Laufachsen sind als Adam-Achsen und genau gleich ausgeführt. Der Halbmesser für die Achsbüchsführungen beträgt 2400 mm. In radialer Richtung ist zwischen Büchse und Führung ein Spiel von 1 mm vorgesehen, so daß die Achse sich in ihren Führungen auch bei unebener Gleislage nicht klemmen kann. Die Rückstellvorrichtung erforderte mit Rücksicht auf den geringen zur Verfügung stehenden Raum eine besondere Bauart, Fig. 8 und 9, um die nötige Federlänge zu erreichen.

Sämtliche gekuppelten Achsen haben untenliegende Federn von 900 mm, die Laufachsen obenliegende Federn von 750 mm Länge. Die Federn von je zwei aufeinander folgenden Achsen sind durch Längshebel verbunden.

Triebwerk. Mit Rücksicht auf das Maß des lichten Raumes ließen sich keine größeren Zylinder als von 540 mm Dmr. unterbringen. Unter Beibehaltung des Kolbenhubes der Mallet-Lokomotive von 510 mm ergab sich die Garbesche Charakteristik

$$ch = \frac{d^2 l}{D T} = 23{,}7,$$

ein Wert, der etwas unter dem der preußischen E-Heißdampf-Tenderlokomotive ($ch = 24{,}5$, vergl. Z. 1909 S. 1869), aber über dem der gleichen Lokomotive der Paris-Orléans- und der Midi-Bahn ($ch = 22{,}5$, vergl. Z. 1909 S. 1962) liegt. Die Reibungsverhältnisse stellen sich hierbei wie folgt:

Zugkraft	Reibungswert $1 : \mu$ bei vollen Vorräten	Reibungswert $1 : \mu$ bei aufgebrauchtem Wasser
normal (0,5): 8100 kg	7,0	6,1
höchstens (0,70): 12150 »	4,7	4,1

Da nach den Beobachtungen von Brückmann[1]) bei E-Lokomotiven der Reibungswert bis auf $^1/_4$ steigt, so ist bei dieser Lokomotive mit sechs gekuppelten Achsen besondere Neigung zum Schleudern auch unter den ungünstigsten Verhältnissen — größte Zugkraft, kleinste Wasservorräte — nicht zu befürchten. Günstig wirkt, daß zunächst die Wasservorräte verbraucht werden, die über der hinteren Laufachse liegen, also die gekuppelten Achsen am wenigsten entlasten.

Die Kolbenschieber haben 200 mm Dmr. und breite dichtende Ringe. Die Stopfbüchsen entsprechen der Bauart Schmidt. Die Zylinder haben eine mit der Hand bediente Umlaufvorrichtung nach der Bauart der preußischen Staatsbahn erhalten. Das Umlaufrohr hat 65 mm Dmr., während der Hahn eine Durchtrittöffnung von 74 × 45 mm aufweist.

Angetrieben wird die vierte Achse. Die Kuppelstangen sind mit wagerechten Gelenken angehängt, nur die beiden äußeren Kuppelstangen haben außerdem noch senkrechte Gelenke, weil sie am äußersten Ende Stangenlager der Bauart Hagans tragen.

Die Lokomotive hat eine Handspindelbremse und eine selbsttätige Vakuumbremse, die durch ein Ausgleichgestänge, vergl. Taf. 12 Grundriß, auf die vierte und sechste Achse je zweiklotzig wirkt.

Abgebremst sind durch zwei 21zöllige Bremszylinder, die rechts und links unter dem Führerhaus am Rahmen sitzen, bei 50 cm Vakuum 59 vH des Reibungsgewichtes. Der Bremsklotzweg beträgt dabei 15 mm, der Bremsklotzdruck 4050 kg. Wegen der langen Talfahrten ist ferner eine Riggenbach-Bremse vorgesehen. Dicht über der Vereinigung beider Ausströmrohre unterhalb der Rauchkammer, vergl. Fig. 10 und 11, ist ein Drehschieber eingebaut, der die Ausströmung von dem Standrohr und damit von der Rauchkammer abzuschließen gestattet; bei zurückgelegter Steuerung können die Dampfzylinder unmittelbar frische Luft einsaugen. Gleichzeitig wird, um die entstehende Kompressionswärme aufzunehmen, Kesselwasser in die Mitte der

Fig. 10 und 11.
Querschnitt und Längsschnitt durch die Rauchkammer.
Maßstab 1 : 30.

[1]) s. Z. 1909 S. 1876.

Zylinder eingespritzt. Das entstehende Luft- und Dampfgemisch wird durch den Ueberhitzer in das Dampfrohr gedrückt, wodurch der Ueberhitzer gekühlt wird. Den Druck regelt ein bequem einstellbares Niederschraubventil, das das Gemisch in den zwischen Schornstein und Schornsteinumkleidung gebildeten und zur Schalldämpfung mit Kupferspänen gefüllten Raum treten läßt. Der Austritt erfolgt durch eine große Zahl kleiner Löcher im oberen Kranze der Bekleidung, die im Grundriß auf Tafel 12 angedeutet sind. Durch diese Bauart wird der Abdampf ziemlich geräuschlos möglichst hoch geführt, so daß er die Fernsicht nicht behindert. Das Blasrohr entspricht der Froschmaul-Bauart der französischen Nordbahn.

Zusammenfassung.

Als Ersatz für 1 C + C-Mallet-Lokomotiven haben die holländischen Staatsbahnen auf Java eine 1 F 1-Heißdampf-Tenderlokomotive mit radial einstellbaren Laufachsen und seitlich verschiebbaren äußersten Kuppelachsen beschafft. Die Lokomotive befährt anstandlos Krümmungen von 140 m Halbmesser bei 3750 mm festem und 10250 mm Gesamtradstand.

Versuche zur Klarstellung des Einflusses der Spannungen, welche durch das Nieten im Material hervorgerufen werden und die der Entstehung von Nietlochrissen Vorschub leisten können.[1]

Von **C. Bach** und **R. Baumann.**

(Mitteilungen aus der Materialprüfungsanstalt der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart.)

(hierzu Textblatt 35)

Wie in dieser Zeitschrift 1910 S. 362 mitgeteilt worden ist, waren hier seit Anfang 1907 Beobachtungen gemacht worden, die dafür sprachen, daß der Entstehung von Nietlochrissen, insbesondere der radial verlaufenden, durch Anwendung starken Druckes der Nietmaschine Vorschub geleistet wird. Das glühende Material des Nietschaftes verhält sich ähnlich wie eine Flüssigkeit und pflanzt den in axialer Richtung auf die Niete ausgeübten Druck in radialer Richtung fort, wodurch das Material der Lochwand überanstrengt werden kann und dabei an Zähigkeit bedeutend einbüßen muß. Dazu tritt noch der Einfluß der Erwärmung des Lochwandmaterials auf des letzteren Festigkeitseigenschaften und auf die Wachrufung von Spannungen. Dieser Umstand gab bei der Wichtigkeit der Sache Veranlassung, unterm 23. Januar 1908 an den Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure mit dem Antrag auf Bewilligung von Geldmitteln zu Versuchen heranzutreten, welche die hier in Betracht kommenden Einflüsse nach Möglichkeit klarzustellen hatten[2]. Die Geldmittel wurden bewilligt.

Nachdem der erste Teil dieser Untersuchungen als abgeschlossen gelten kann, gelangt der Bericht hierüber im nachstehenden zur Veröffentlichung. Die späteren Berichte werden je nach Abschluß der Untersuchungen bekannt gegeben werden.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Materialkunde und Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 40 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2] Diese Klarstellung erscheint um so nötiger, als der Maschinennietung, insbesondere der hydraulischen Nietung, bedingungslos ein Vorzug vor der Handnietung eingeräumt wird. Das tun in ausgesprochener Weise auch unsere deutschen Bauvorschriften für Dampfkessel. In Wirklichkeit ist diese Bedingungslosigkeit nicht zutreffend. Wie ich bereits vor 18 Jahren festzustellen hatte, gehört zu einer guten Maschinennietung, daß der Stempel den Schließkopf nicht zu früh verläßt, was darauf hinauskommt, daß man unter gewissen Verhältnissen in bestimmter Zeit nur eine beschränkte Anzahl Schließköpfe herstellen darf (Z. 1894 S. 1233, oder auch C. Bach, Maschinenelemente 10. Aufl. S. 192).

Ueber die nachteiligen Wirkungen zu hohen Nietdrucks habe ich zunächst keine Mitteilung in die Oeffentlichkeit gelangen lassen, um nicht vor Klarstellung Beunruhigung bei denjenigen wachzurufen, denen die Verantwortlichkeit für hydraulisch genietete Kessel obliegt. Nachdem nun aber von andrer Seite, die Kenntnis von mir erhalten hatte, die Sache in die Oeffentlichkeit gelangt war, sah ich mich zu der Mitteilung in dieser Zeitschrift 1910 S. 362 veranlaßt. Unter der Hand hatte ich seit Anfang 1907 Kesselfabrikanten, Blecherzeuger, Revisionsingenieure auf den Gegenstand aufmerksam gemacht, mit dem Ergebnis, daß an verschiedenen Stellen der Nietdruck seit 1907 ermäßigt worden war. C. Bach.

I. Bericht über Versuche zur Ermittlung der in hydraulisch eingezogenen Nieten wirkenden Kräfte[1].

Von R. Baumann.

Die verwendeten Nieten hatten rd. 28 mm Dmr.; Stäbe, aus ihnen hergestellt, ergaben im Einlieferungszustand durchschnittlich:

Streckgrenze[2]), obere	3596 kg/qcm
» untere	3094 »
Zugfestigkeit	4449 »
Bruchdehnung auf $l = 10d$	28,1 vH
Querschnittsverminderung	68,3 »

Die vernieteten Bleche waren rd. 21 mm dick. Probekörper, dem Material im Einlieferungszustand entnommen, ergaben bei Beanspruchung in der Walzrichtung:

Streckgrenze, obere	2940 kg/qcm
» untere	2713 »
Zugfestigkeit	3780 »

Quetschgrenze (beim Druckversuch, Druck senkrecht Walzhaut) $\frac{2734 + 2864}{2} = 2769$ kg/qcm.

In bezug auf die Ermittlung der in den geschlossenen Nieten wirkenden Kräfte sei folgendes bemerkt. Wenn die Köpfe einer geschlossenen Niete die verbundenen Bleche mit der Kraft Q kg zusammendrücken, so entsteht in dem Nietschaft vom Durchmesser d cm bei gleichmäßiger Verteilung über den Querschnitt die Zugspannung

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} \text{ kg/qcm.}$$

Diese Zugkraft bewirkt in dem zylindrischen Teil des Nietschaftes von der Länge l cm eine federnde Verlängerung von der Größe

$$\lambda = \alpha \sigma l = \alpha \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} l \text{ cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

worin α den Dehnungskoeffizienten des Nietmaterials bedeutet.

Werden die durch die Kraft Q zusammengedrückten Bleche entfernt, so hört die Kraft Q zu wirken auf, und der nun nicht mehr gestützte Nietschaft zieht sich um den Betrag λ federnd zusammen.

In Wirklichkeit ist nun der Nietschaft zwar annähernd zylindrisch, aber die unmittelbar anschließenden wesentlich stärkeren Nietköpfe beeinträchtigen an beiden Enden von l

[1] Die erforderlichen Messungen sind von Hrn. Kraft mit großer Sorgfalt ausgeführt worden.

[2] Vergl. Z. 1904 S. 1040 u. f.

die Gleichförmigkeit der Spannungsverteilung im Schaftquerschnitt. Die oben angegebene Beziehung zwischen Q und l ist daher nur mit Annäherung zutreffend, wenn für l die ganze Länge des Nietschaftes gesetzt wird.

Die Ermittlung der Größe λ bietet an Hand von Gl. (1) ein Mittel, die gesuchte Kraft Q annähernd zu bestimmen. Der Gedanke, die Verkürzung des Nietschaftes selbst zu messen, könnte nur verwirklicht werden, wenn der Nietkopf durchbohrt oder ein Teil des Materials der Bleche entfernt würde. Beides erscheint nicht zulässig, weil es mit einer nicht unerheblichen Aenderung des Spannungszustandes verknüpft ist. Es bleibt daher nichts andres übrig, als die Länge L, Fig. 1, der Messung zugrunde zu legen, und in den Kauf zu nehmen, daß auch die jedenfalls verhältnismäßig geringe Aenderung der Längen a das Ergebnis etwas beeinflußt. Doch steht zu erwarten, daß dieser Einfluß gegenüber der Ungleichartigkeit des Materials, den Zufälligkeiten beim Nieten u. s. f. zurücktritt. Bei den Versuchen ist daher λ durch Verfolgung der Länge L, Fig. 1, gewonnen und sodann die Kraft Q aus der Beziehung

$$Q = \frac{\lambda \frac{\pi}{4} d^2}{\alpha\, l} \text{ kg} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

berechnet worden.

Ein Nietschaft von der Länge $l = 4$ cm erfährt durch die Beanspruchung mit $\sigma = 2000$ kg/qcm eine federnde Verlängerung um rd.

$$l_1 = \frac{4 \cdot 2000}{2\,100\,000} = \text{rd. } 0{,}004 \text{ cm} = \text{rd. } 0{,}04 \text{ mm.}$$

Die Strecke L muß also mit sehr großer Genauigkeit gemessen werden. Um diese zu erreichen, wurden die Nietköpfe nach dem Schließen der Nieten in der aus Fig. 2 ersichtlichen Weise angedreht. Hierauf wurde die Strecke L in einer empfindlichen Meßmaschine gemessen, wobei besondere Sorgfalt auf Gleichhaltung der Temperatur zu verwenden war[1]).

Fig. 1.
Querschnitt durch die Nietverbindung.

Fig. 2.
Vorbereitung der Nietköpfe für die Messung der Strecke L.

Hierauf mußten, um den Nietschaft zu entlasten, die Bleche entfernt werden. Dabei war es erforderlich, eine gewaltsame Formänderung der Nietverbindung zu vermeiden. Dies ließ sich dadurch erreichen, daß

der Schließkopf vorsichtig angeschliffen wurde, wie Fig. 3 zeigt[2]) (auf Vermeidung nennenswerter Erwärmung wurde geachtet); die Flächen dienten zum Fassen der Nieten im Futter einer Drehbank;

sodann wurde der Rand des dem Schließkopf gegenüberliegenden Setzkopfes durch vorsichtiges Abdrehen entfernt.

Hierauf erfolgte Einschneiden in die Bleche bis zum Nietloch von 2 Seiten her, so daß sie auseinanderfielen und die Niete freilag.

Würde beim Abdrehen das Blech festgehalten oder gar das Blech selbst abgedreht worden sein, so hätte sich eine Beanspruchung der Nietverbindung, welche eine Veränderung der Länge l im Gefolge haben kann, nicht wohl vermeiden lassen.

Die Versuche erstreckten sich auf die Ermittlung des Einflusses

A) der Höhe des Schließdruckes,
B) der Länge der Zeit, während welcher der Schließdruck aufrecht erhalten wird (Schließzeit),
C) der Länge des Nietschaftes.

Zur Herstellung der Nietverbindungen diente eine 150 t-Presse mit eingeschliffenem Kolben, die an eine Oeldruckleitung angeschlossen war.

A) Einfluß der Höhe des Schließdruckes.

Die hergestellten Nietverbindungen hatten sämtlich eine Schaftlänge von rd. 41 mm; vernietet wurden je 2 eben gerichtete Blechstücke von der Größe rd. 100 · 100 mm und rd. 21 mm Dicke.

Nietdurchmesser rd. 28 mm. Durchmesser des gebohrten Loches 29 mm.

Größerer Deutlichkeit halber sei ein Versuch ausführlich beschrieben.

Die Niete von 85 mm Schaftlänge wurde in einem Schmiedefeuer hellrot erwärmt und in die Bleche eingeführt. Mit Handrad und Spindel wurde der Schließstempel rasch zur Anlage gebracht und sodann das Druckventil geöffnet Der Druck erreichte in etwa 10 bis 15 sk die Höhe von $P = 41\,000$ kg[1]). Diese Belastung wurde 5 min lang aufrecht erhalten und nach Entlasten die Nietverbindung erkalten gelassen. Hierauf erfolgte die Vorbereitung der Köpfe zum Ausmessen, vergl. Fig. 3.

Fig. 3
Vorbereitung (vorsichtiges Anschleifen) des Schließkopfes, um Abdrehen des Setzkopfes ohne gewaltsame Formänderung der Nietverbindung zu ermöglichen.

Die Ausmessung ergab für L eine das Stichmaß b um $1{,}45132$[2]) cm überschreitende Länge.

Nach Abdrehen des Schließkopfrandes und Entfernen der Bleche (s. o.) ergab sich die Länge L zu $b + 1{,}44709$ cm; somit hat sich diese Größe durch das Entfernen der Bleche (Entlasten des Nietschaftes) verkürzt um

$$\lambda = (b + 1{,}45132) - (b + 1{,}44709) = 0{,}00423 \text{ cm.}$$

Für die betrachtete Nietverbindung ist die Schaftlänge l, gemessen als Abstand der äußeren Blechoberflächen nach dem Vernieten (Mittel aus 4 Messungen) . . $l = 4{,}05$ cm
der Schaftdurchmesser (Mittel aus 4 Messungen) $d = 2{,}93$ » ;

[1]) Eine Temperaturänderung von 10° C verursacht bei der Niete von $l = 4$ cm und $L =$ rd. 7,5 cm eine Längenänderung von rd. $\frac{10 \cdot 7{,}5}{80\,000} =$ rd. 0,001 cm = rd. 0,01 mm, d. s. 25 vH der durch die Spannung von $\sigma = 2000$ kg/qcm bewirkten Größe.

[2]) Dieses Anschleifen erfolgte vor dem Andrehen nach Fig. 2, also auch vor dem ersten Ausmessen der Strecke L, auf einer Schleifmaschine.

[1]) d. s. $41\,000 : \frac{\pi}{4}\, 2{,}8^2 = 6660$ kg auf 1 qcm des Schaftquerschnittes oder $41\,000 : \frac{\pi}{4}\, 5{,}1^2 = 2010$ kg auf 1 qcm der Grundfläche $\frac{\pi}{4}\, 5{,}1^2$ des Nietkopfes.

[2]) Der letzten Stelle kommt eine weitgehende Genauigkeit nicht zu.

somit beträgt

$$Q = \frac{0{,}00423 \cdot \frac{\pi}{4} \, 2{,}93^2 \cdot 2\,100\,000}{4{,}05} = 14\,800 \text{ kg},$$

entsprechend einer Zugbeanspruchung im Schaft von

$$\sigma = 14\,800 : \frac{\pi}{4} \, 2{,}93^2 = 2193 \text{ kg/qcm}.$$

Zusammenstellung der Ergebnisse.

Schließkraft P	Längenänderung λ	Mittelwert von Dmr. des Nietschaftes nach dem Nieten d	Mittelwert von Länge des Nietschaftes nach dem Nieten l	Nietkraft Q	Nietkraft $Q : \frac{\pi}{4} d^2$
kg	cm	cm	cm	kg	kg/qcm
15 000	0,00475	2,85	4,11	15 500	2427
15 000	0,00484	2,88	4,10	16 100	2479
15 000	0,00537	2,89	4,09	18 100	2757
30 000	0,00413	2,90	4,09	14 000	2121
30 000	0,00420	2,90	4,10	14 200	2151
41 000	0,00423	2,93	4,05	14 800	2193
45 000	0,00468	2,93	4,05	16 400	2427
70 000	0,00395	2,94	4,00	14 100	2074
70 000	0,00309	2,93	4,01	10 900	1618
70 000	0,00300	2,92	4,01	10 500	1571
75 000	0,00405	3,02	3,93	15 500	2164
140 000	0,00395	3,00	3,77	15 600	2200

Die vorstehenden Zahlen lassen einen Einfluß der Schließkraft in dem Sinne, daß die Nietkraft (d. i. die Kraft, mit der die geschlossene Niete die Bleche zusammendrückt) mit der Schließkraft (d. i. die Kraft, welche die Nietmaschine ausgeübt hat) zunimmt, nicht erkennen. Um dies noch deutlicher zu machen, wurden Versuche derart ausgeführt, daß eine nennenswerte Schließkraft überhaupt nicht vorhanden war. Dies ließ sich dadurch erreichen, daß eine rotwarm gemachte Schraube (von 1" engl. Dmr.) an Stelle der Niete Verwendung fand. Der Schließkopf wurde durch die rotwarm aufgeschraubte Mutter gebildet. Es fanden sich folgende Werte:

Schließkraft P	Längenänderung λ	Länge des Schaftes zwischen Kopf und Mutter (4 Bleche) l	Spannung im Schaft, berechnet nach Gl. (2)[1] $Q : \frac{\pi}{4} d^2$
kg	cm	cm	kg/qcm
—	0.01367	8,26	3475[2]
—	0.01350	8,27	3428

[1] Gl. (2) wird zu große Werte der Spannung liefern, weil der Kernquerschnitt der Schraube verschwächt ist und weil die Schraube auch innerhalb der Mutter Zugbeanspruchung erfährt. Die bei der Berechnung der Spannung im Schaft eingeführte Länge l zwischen Kopf und Mutter ist daher zu klein; die tatsächlich gestreckte Länge ist größer, wodurch die Spannung Verminderung erfährt, indem die insgesamt beobachtete Zusammenziehung sich auf die größere Länge verteilt. Bei den Nieten wird ein ähnlicher, aber geringerer Einfluß infolge der Formänderung des Nietkopfes vorhanden sein.

[2] Für einen aus der Schraube nach dem Versuch herausgearbeiteten Stab von rd. 15 mm Dmr. fand sich: Streckgrenze, obere 3429, untere 2938 kg/qcm; vergl. Fußbemerkung 1.

Die Nietspannung hat sich also bei der **Schließkraft** $P = 0$ kg **etwa gleich der Streckgrenze des Schaftmateriales ergeben.**

Um festzustellen, inwieweit diese Spannung bei den genieteten Verbindungen erreicht wird, wurden aus eingezogen gewesenen Nieten von größerer Länge (s. u.) Probestäbe entnommen. Das Material ist nach Angabe dasselbe wie das der vorstehend besprochenen Nieten. Es fand sich für Stäbe von 9 mm Dmr. im Mittel[1]):

Streckgrenze, obere	3719 kg/qcm
» , untere	3383 »
Zugfestigkeit	4770 »
Bruchdehnung	23,2 vH.

Hiernach hat bei den bisher betrachteten genieteten Verbindungen (l = rd. 4 cm, 2 Bleche; vergl. auch die unten folgenden Versuche mit langen Nieten) die Spannung im Schaft die gleiche Höhe wie bei den Schrauben ($P = 0$), d. i. die Streckgrenze, **nicht erreicht**, doch kommt sie dieser Größe bei einigen Versuchen ($P = 15\,000$ und $P = 45\,000$ kg) nahe. Die geringere Spannung dürfte sich, jedenfalls zu einem Teil, dadurch erklären, daß beim Nieten die Bleche **eine hohe Beanspruchung** erfahren, was durch folgende Beobachtungen anschaulich zum Ausdruck gelangt.

Fig. 4, Textblatt 35, zeigt die Ansicht des Schließkopfes einer mit $P = 70\,000$ kg genieteten Verbindung. Deutlich sind die spiralenartig verlaufenden Streckfiguren zu erkennen, die zustande kommen, wenn das Material über die Streckgrenze beansprucht wird. Um die Niete herum ist also das Blech weitgehend, über die Streckgrenze hinaus, überanstrengt worden.

Fig. 5 zeigt eine solche Nietverbindung von der Seite. Auch hier ist das Abspringen des Zunders am unteren Blech deutlich zu beobachten. Ueberschreiten der Streckgrenze hat also bis zum Rande stattgefunden.

Fig. 6 gibt eine mit $P = 45\,000$ kg geschlossene Nietung ebenfalls mit deutlichen Streckfiguren wieder. Solche sind in Fig. 7 ($P = 30\,000$ kg) eben noch zu erkennen. Während die Bleche bei $P = 15\,000$ kg und $P = 30\,000$ kg eben blieben (Fig. 7), wölbten sie sich von $P = 45\,000$ kg an (Fig. 5 und 6). Gleichzeitig dringen die Nietköpfe erheblich in die Bleche ein. Diese Einpressung beträgt (auf beiden Seiten zusammen):

bei $P = 15\,000$	30 000	45 000	70 000	140 000 kg
$\frac{0{,}2 + 0{,}4 + 0{,}1}{3} = 0{,}2$	$\frac{0{,}2 + 0{,}4}{2} = 0{,}3$	0,7	$\frac{1{,}2 + 1{,}0 + 1{,}0}{3} = 1{,}1$	3,4 mm

Die **Nietschäfte** weisen bei $P = 140\,000$ kg deutlich faßartige Gestalt auf, derart, daß sie in der Mitte dicker sind als nahe den Köpfen. Bei $P = 70\,000$ kg erweist sich der Schaft (nach dem Vernieten) am Schließkopf um 0,2 bis 0,1 mm dicker als am Setzkopf; bei $P = 45\,000$ kg und weniger ist auch ein solcher Unterschied nicht zu beobachten. Dagegen sind die Nietschäfte annähernd gleichmäßig dicker geworden (vergl. die Durchmesser in der ersten Zahlentafel). Die Schließköpfe sind bei $P = 15\,000$ und bei $P = 30\,000$ kg nicht vollkommen ausgebildet, auch bei $P = 45\,000$ kg war dies noch der Fall. Doch wird anzunehmen sein, daß, wenn das Schließen so schnell hätte erfolgen können, wie es in einer Nietmaschine möglich ist, so daß sich das glühende Material insbesondere an den Rändern des Schließkopfes weniger abkühlt, die Kopfbildung schon bei $P = 40\,000$ bis $P = 45\,000$ kg befriedigend gewesen wäre. Bei der langsamer arbeitenden Prüfungsmaschine (vergl. S. 1891) waren $P = 50\,000$ kg zur Bildung eines vollkommenen Kopfes erforderlich.

Nach dem Vorstehenden empfiehlt es sich, **den Schließdruck nicht größer zu nehmen, als zur Ausbildung des Kopfes erforderlich ist.** Könnte ein zum Verstemmen brauchbarer Kopf mit sehr kleinem Schließdruck gebildet werden, so würde — bei ebenen Blechen (vergl. das unter B) Bemerkte) — die Nietkraft deshalb nicht kleiner ausfallen. **Große Schließkräfte rufen in den Blechen unzulässig hohe Beanspruchungen und damit Verminderung der Nietkraft hervor, bewirken auch Wölbung der Einprägung der Nietköpfe sowie**

[1] Im Einlieferungszustand fand sich (s. o.):

Streckgrenze, obere	3596 kg/qcm
» , untere	3094 »
Zugfestigkeit	4449 »
Bruchdehnung	28,1 vH.

C. Bach und R. Baumann: Versuche zur Klarstellung des Einflusses der Spannungen, welche durch das Nieten im Material hervorgerufen werden und die der Entstehung von Nietlochrissen Vorschub leisten können.

Fig. 4. Ansicht des Schließkopfes. Die Niete ist mit $P = 70000$ kg geschlossen. Spiralenartig verlaufende Streckfiguren.

Fig. 5. Seitenansicht der in Fig. 4 abgebildeten Verbindung. Klaffen der Bleche, Streckfiguren, d. h. Ueberschreitung der Streckgrenze, am unteren Blech.

Fig. 6. Nietung mit $P = 45000$ kg. Streckfiguren an beiden Blechen.

Fig. 8. Setzkopf, beim Erkalten der Nietverbindung abgerissen. Der Schaft war nur soweit erwärmt worden, als zur Bildung des Schließkopfes erforderlich war.

Fig. 7. Nietung mit $P = 30000$ kg.

Fig. 9. Querschnitt durch eine Nietnaht.

Fig. 10. Risse auf der Unterfläche des in Fig. 9 abgebildeten Stückes.

$\Gamma = 1$

Fig. 11. 2 mm tiefe Einprägung des Nietkopfes.

Fig. 13. Risse auf der Unterfläche des in Fig. 11 abgebildeten Stückes.

Fig. 12. Querschnitt durch das in Fig. 11 abgebildete Nietloch.

$\Gamma = 10$

$\Gamma = 5$

Bleche. Bei Nietverbindungen würde die letztere beim Einziehen der Nachbarnieten zum Teil mit Hervorbringung erheblicher Spannungen wieder beseitigt werden (vergl. die Beispiele, die in der Zusammenfassung angeführt sind).

B) Einfluß der Länge der Zeit, während welcher der Schließdruck aufrecht erhalten wird (Schließzeit).

Abmessungen der Nieten wie unter A) angegeben.

Die Bleche waren teils eben — dann war ihre Größe dieselbe wie unter A) angegeben —, teils gebogen. Im letzteren Falle waren sie bei einer Breite von rd. 100 mm rd. 128 mm lang und enthielten das Nietloch in der Mitte. Diese Länge entspricht dem zweifachen Betrage der bei 28 mm-Nieten üblichen Teilung $t = 2d + 0,8 = 2 \cdot 2,8 + 0,8 = 6,4$ cm. Der Abstand der aufeinander gelegten gewölbten Bleche betrug vor dem Nieten in der Mitte beim Nietloch reichlich $2 \cdot 0,5 = 1$ mm.

Beim Nieten wurde verfahren, wie unter A) beschrieben.

Zusammenstellung der Ergebnisse.

Bleche	Schließkraft	Schließzeit	Längenänderung λ	Mittelwert von Dmr. des Nietschaftes nach dem Nieten	Mittelwert von Länge des Nietschaftes nach dem Nieten	Nietkraft	
				d	l	Q	$Q : \frac{\pi}{4} d^2$
	kg	min	cm	cm	cm	kg	kg/qcm
eben	41 000	5	0,00423	2,93	4,05	14 800	2193
»	45 000	5	0,00468	2,93	4,05	16 400	2427
»	45 000	— [1])	0,00394	2,99	3,96	14 700	2089
»	49 000	— [1])	0,00355	2,97	3,97	13 000	1878
gewölbt	40 000	1	0,00441	2,87	4,14	14 500	2237
»	60 000	1	0,00490	2,89	4,12	16 400	2498
»	40 000	—	0,00136	2,87	4,20	4 400	680
»	44 000	—	0,00235	2,88	4,12	7 800	1198
eben	— [2])	—	0,01367	—	8,26 [2])	—	3475
»	— [2])	—	0,01350	—	8,27 [2])	—	3428
gewölbt	— [3])	—	0,00287	—	4,2 [3])	—	1435
»	— [3])	—	0,00290	—	4,2 [3])	—	1450

[1]) Die Druckflüssigkeit wurde möglichst rasch zugeführt. Der Höchstdruck war in etwa 10 sk erreicht. Hierauf erfolgte sofort Oeffnen des Ablaßventiles. Die Belastung 0 kg war nach etwa weiteren 10 sk erreicht.

[2]) Schraubenverbindungen: 4 Bleche, vergl. unter C).

[3]) » ; 2 » , » » C).

Bei den vier Verbindungen mit ebenen Blechen ist ein nennenswerter Einfluß der Schließzeit nicht zu erkennen, was auf Grund des unter A) Ermittelten verständlich erscheint. Nach Bildung des Kopfes verhält sich die Niete ganz ebenso wie die dort untersuchten, rotwarm eingebrachten Schrauben.

Anders liegen die Verhältnisse bei den gewölbten Blechen. Hier muß die Schließkraft mindestens solange wirken, bis die Widerstandsfähigkeit der Niete eine solche Größe erreicht hat, daß die Bleche am Auseinanderfedern verhindert werden können. Hierzu hat sich die Schließzeit von 1 min als ausreichend erwiesen. (Bei vorhandener Kühlung des Stempels dürfte auch weniger ausreichen.) Die Versuche mit Schrauben bestätigen die Richtigkeit der geschilderten Anschauung.

Die Erfahrung, daß bei zu kurzer Schließzeit die Nietung mangelhaft ausfällt*), hat hierdurch volle Bestätigung erfahren, indem die Bleche bei auszuführenden Konstruktionsteilen fast nie satt aufeinanderliegen; entweder ist von vornherein mehr oder weniger starkes Zusammenziehen erforderlich, oder es wird eine Formänderung der Bleche beim Einziehen der ersten Nieten eintreten [1]), so daß sich im Verlauf der Arbeit Klaffen des noch nicht vernieteten Teiles der Bleche einstellt.

*) Vergl. C. Bach, Z. 1894 S. 1233 sowie Die Maschinenelemente, z. B. 10. Aufl. S. 189 u. f.

C) Einfluß der Länge des Nietschaftes.

1) Nieten auf die ganze Länge des Schaftes angewärmt.

Die verwendeten Blechstücke (rd. 100 · 100 mm) waren eben. Nietdurchmesser 28 mm. Schließzeit 1 min. Dies schien angängig auf Grund der unter B) erlangten Ergebnisse.

Zusammenstellung der Ergebnisse.

Schließkraft	Mittelwert von Länge des Nietschaftes nach dem Nieten	Mittelwert von Dmr. des Nietschaftes nach dem Nieten	Längenänderung λ	Nietkraft		Zahl der aufeinander gelegten Bleche
	l	d		Q	$Q \frac{\pi}{4} d^2$	
kg	cm	cm	cm	kg	kg/qcm	
41 000	4,05	2,93	0,00423	14 800	2193	2
45 000	4,05	2,93	0,00468	16 400	2427	2
50 000	8,23	2,86	0,01211	19 800	3090	4
55 000	8,22	2,83	0,01279	20 600	3268	4
70 000	8,17	2,84	0,01332	21 700	3424	4
50 000	15,82	2,86	0,02376	20 200	3151	8*)
50 000	15,95	2,88	0,02385	20 400	3140	8
50 000	15,98	2,86	0,02359	19 900	3100	8
50 000	15,85	2,85	0,02268	19 200	3005	8

*) davon ein Blech abgehobelt.

Aus den beiden ersten der rd. 15 cm langen Nieten wurden Probestäbe herausgearbeitet. Bei ihrer Prüfung fand sich die obere Streckgrenze zu 3688 und 3750, die untere zu 3422 und 3344 kg/qcm. Hiernach hat die **Spannung im Nietschaft die untere Streckgrenze nahezu erreicht.**

In Uebereinstimmung mit den sonstigen Erfahrungen ergibt sich aus den vorliegenden Messungen, daß **die langen Nieten stärker auf die Bleche drücken** [2]). Der größte erreichbare Wert scheint sich schon für $l = 8$ cm, d. i. rd. das Dreifache des Nietdurchmessers, einzustellen.

2) Die Nieten sind nur auf kurze Erstreckung angewärmt.

Anwärmen erfolgte etwa auf 100 mm (die Schaftlänge ist vor dem Nieten etwa 45 mm größer als der Abstand der geschlossenen Nietköpfe).

[1]) Um diese Verhältnisse zu verfolgen, wurden Nietverbindungen mit 3 Nieten hergestellt (Länge der Bleche 212 mm, Nietteilung 64 mm). Bei dem ersten Versuchskörper wurde zunächst eine außen gelegene Niete mit $P = 50000$ kg und sodann, um eine Formänderung der Bleche zu erzielen, die zweite außen gelegene Niete mit $P = 100000$ kg eingezogen; hierauf erfolgte Nietung im mittleren noch freien Loch. Schließkraft 50000 kg, Schließzeit 1 min. Es fand sich für diese letzte Nietung die Nietkraft 3127 kg/qcm. Beim zweiten Versuchskörper wurde zunächst die äußere Niete 1 mit $P = 100000$ kg, sodann die mittlere Niete 2 und zuletzt die äußere Niete 3 eingezogen. Schließkraft und Schließzeit der beiden letzten Nieten 50000 kg bezw. 1 min, Nietkraft bei Niete 2: 2018, bei Niete 3: 3112 kg/qcm.

[2]) Vergl. C. Bach, Die Maschinenelemente, z. B. 10. Aufl. S. 190. Der Grund hierfür dürfte, abgesehen von der verschieden hohen Erwärmung der Bleche, darin zu erblicken sein, daß die für alle Nietungen nahezu gleich großen Formänderungen unter und in den Nietköpfen bei kurzen Nieten einen großen, bei langen Nieten einen kleinen Teil der insgesamt verfügbaren Schrumpfung des Nietschaftes darstellen. Vergl. auch die Ergebnisse der mit $P = 70000$ kg genieteten Verbindungen unter A) und C): bei 4 Blechen ist die Beanspruchung der beiden mittleren Platten bedeutend kleiner als die der äußeren, sie wird die Streckgrenze bei $P = 70000$ kg nicht erreichen; bei 2 Blechen sind nur »äußere«, d. h. über die Streckgrenze hinaus beanspruchte Platten vorhanden. Der Vergleich bestätigt die oben ausgesprochene Ansicht, daß durch hohe Beanspruchung der beiden vernieteten Bleche die Nietkraft Verminderung erfährt.

Zusammenstellung der Ergebnisse.

Nr.	Schließkraft kg	Mittelwert von Länge des Nietschaftes nach dem Nieten l cm	Mittelwert von Dmr. des Nietschaftes nach dem Nieten d cm	Längenänderung λ cm	Nietkraft Q kg	Nietkraft $Q:\frac{\pi}{4}d^2$ kg/qcm	Zahl der aufeinander gelegten Bleche
1	50 000	8,22	2,81	0.01214	19 200	3101	4
2	50 000	8,23	2,82	0,01233	19 700	3146	4
3	50 000	8,22	2.82	0,01165	18 600	2976	4
4	50 000	—	—	—	—	— [1]	8
5	50 000	—	—	—	—	— [1]	8
6	50 000	15,76	2,84	0,02412	20 300	3214	8
7	50 000	15,72	2,85	0,02369	20 200	3165	8
8	50 000	15,83	2,82	0,02178	18 100	2889	8
9	50 000	—	—	—	—	— [1]	8

[1]) Setzkopf beim Erkalten abgerissen.

Ein Vergleich der beiden letzten Zahlentafeln ergibt, daß die Spannungswerte für ganz oder teilweise angewärmte Nieten nahezu gleich groß ausfallen. Bei den letzteren ist jedoch eine Anzahl von Setzköpfen der rd. 16 cm langen Nieten abgerissen, s. Fig. 8, Textblatt 35. Der Schaft und die Unterfläche des Setzkopfes weisen blaurote Anlauffarbe auf (bei den Bruchflächen konnte diese nicht beobachtet werden). Daß Flußeisen, welches in der »Blauwärme« gebogen oder gezogen wird, nachteilige Beeinflussung erfährt, ist bekannt. Bei den ganz angewärmten Nieten verteilt sich die Streckung beim Erkalten auf die ganze, nahezu gleichförmig erwärmte Länge und ruft deshalb geringere Schädigung hervor, auch werden die Bleche wärmer. Daß eine nachteilige Veränderung der Materialeigenschaften bei den kurz angewärmten Nieten stattgefunden hat, ergibt sich aus Zugversuchen, die mit Stäben aus den Nieten Nr. 4 und 6 (C. 2) herausgearbeitet wurden, beim Vergleich der hierbei und der früher erlangten Werte.

Die zu vergleichenden Zahlen sind in die folgende Zusammenstellung aufgenommen (Durchschnittswerte). Besondere Beachtung verdienen die Werte der Bruchdehnung.

	Einlieferungszustand	ganz angewärmt	teilweise angewärmt [1])
Streckgrenze, obere . kg/qcm	3596	3719	3383
» , untere »	3094	3383	3180
Zugfestigkeit . . . »	4449	4770	4629
Bruchdehnung auf $l = 10\,d$ vH	28,1	23,2	19,9

[1]) Bruch erfolgte nahe dem am Setzkopf gelegenen Ende der Meßlänge.

Zusammenfassung.

1) Die Versuche zeigen, daß bei Anwendung der üblichen hohen Kräfte in den Nietmaschinen die Bleche in der Nähe der Nietlöcher über die Streckgrenze beansprucht werden.

2) Die Versuche ergeben, daß bei satt aufeinanderliegenden Blechen die von der Nietmaschine geäußerte Schließkraft ohne Einfluß ist auf die Kraft, mit welcher die erkalteten Nieten die Bleche zusammenpressen, indem sich die Zusammenziehung des Nietschaftes allein schon zur Erzielung einer großen Beanspruchung im Nietschaft (und damit zur Hervorbringung ausreichenden Gleitwiderstandes der Nietverbindung) als ausreichend erweist. Die zur Erzeugung einer sachgemäßen Nietung erforderliche Größe der Schließkraft erscheint demnach nur bedingt:

a) dadurch, daß gut ausgebildete, verstemmbare Köpfe gebildet werden müssen,

b) dadurch, daß die Bleche, wenn sie die Neigung haben, zu klaffen, zusammenzuziehen sind.

Hierfür hat sich für die verwendeten Nieten ($d = 2{,}8$ cm) $P = 40\,000$ bis 50 000 kg, entsprechend 6500 bis 8000 kg auf 1 qcm Nietquerschnitt, als ausreichend erwiesen. Wurde ein Schließkopf ohne Maschinenkraft erzeugt (warm eingezogene Schrauben), so hat sich sehr erhebliche Spannung im Schaft eingestellt, wenn die Bleche von vornherein gut aufeinander paßten.

3) Wird die Schließkraft größer genommen, als gemäß Ziff. 1 erforderlich, so werden die Bleche über die Streckgrenze beansprucht. Eine festere Nietverbindung wird nicht erzielt, im Gegenteil, die Nietkraft nimmt ab.

Es scheint besonders angezeigt, hierauf hinzuweisen, weil vielfach die entgegengesetzte Ansicht besteht, so daß absichtlich oder ohne Ueberlegung unnötig starke Nietdrücke angewendet werden [1]). Hiermit ist zu erklären, daß z. B. in Dampfkesseln häufig Wölbung der Bleche in den Nietnähten und Einprägung der Nietköpfe zu beobachten ist. Dies kommt zustande infolge der Zerquetschung der Bleche unterhalb der Nietköpfe und der Ueberschreitung der Streckgrenze im Blech gemäß Fig. 4; hierauf klaffen die Bleche auseinander, vergl. Fig. 5. Infolgedessen ist nachdrückliches Verstemmen, verbunden mit dem erforderlichen Zusammenbiegen der Bleche, notwendig. Das beim Nieten zudem stark erhitzte Material erfährt also in verschiedenen Richtungen und wiederholt Beanspruchung über die Streckgrenze hinaus. Hierzu gesellen sich gegebenenfalls Biegungs- und Wärmespannungen im Betriebe. Unter diesen Umständen darf es nicht wundernehmen, wenn in solchen Blechen an der Nietnaht Risse entstehen. Diese pflegen von den Berührungsflächen der vernieteten Bleche auszugehen. Zur Veranschaulichung ist in Fig. 9, Textblatt 35, der Querschnitt durch eine Nietnaht, in Fig. 10 die zugehörige Berührungsfläche des einen der aufeinandergenietet gewesenen Bleche nach dem Ueberhobeln abgebildet. Fig. 11 zeigt die Ansicht eines andern Bleches mit der außerordentlich tiefen Einpressung des Nietkopfes, Fig. 12 (Vergrößerung 5fach) den Querschnitt durch das in Fig. 11 abgebildete Nietloch. Die entstandenen Risse sind in Fig. 13 (Vergrößerung 10fach) zu erkennen. Der Querschnitt durch die Nietnaht geht aus Fig. 14 hervor [2]).

Fig. 14.

Querschnitt durch die Nietung des in Fig. 11 abgebildeten Stückes, rekonstruiert.

Die Ergebnisse der Versuche, im Verein mit den vorstehenden Darlegungen, weisen nachdrücklich darauf hin, daß die Anwendung unnötig hoher Schließkräfte unter allen Umständen zu vermeiden ist.

4) Die Länge der Zeit, während welcher der Schließdruck aufrecht erhalten wird, macht sich — in Uebereinstimmung mit dem unter 1, b) Bemerkten — nur dann geltend, wenn die Bleche das Bestreben haben, auseinander zu federn. Im letzteren Falle hat sich bei den vorliegenden Versuchen eine Schließzeit von 1 min als ausreichend erwiesen. (Stempel nicht gekühlt.)

5) Kurze Nieten ergeben geringere Nietkräfte als lange, eine Folge der Formänderungen unter und in den Nietköpfen, vergl. Fußbemerkung 2 S. 1893 r. Sp. Von einer Länge von etwa $l = 3\,d$ ab war eine weitere Steigerung der Nietkraft nicht mehr festzustellen. Die größte erzielte Spannung kommt der unteren Streckgrenze

[1]) Vergl. Z. 1910 S. 362.

[2]) Weitere hierher gehörige Fälle sind in der Arbeit des Verfassers »Zwanzig Kesselbleche mit Rißbildung«, Z. 1912 S. 1115 u. f., und dem ausführlichen Bericht »Dreißig Kesselbleche mit Rißbildung« behandelt, die in der Zeitschrift bezw. in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten erscheinen werden. Vergl. auch Fig. 1 und 2 in Z. 1907 S. 747 sowie Z. 1907 S. 1988 unter c.

des Materiales nahe. Dies scheint insbesondere auch im Hinblick auf die Verhältnisse bei Doppellaschennietung bemerkenswert.

6) Werden lange Nieten teilweise angewärmt, so entsteht die Gefahr, daß Setzköpfe abspringen und das Material dauernd geschädigt wird. Dem ersteren Uebelstand kann durch Anordnung eines ausreichenden Ueberganges zwischen Schaft und Nietkopf (Ausrunden der Ecke, Brechen der Kante des Nietloches) mit Erfolg entgegengewirkt werden. Ein solcher Uebergang sollte stets hergestellt werden.

Darstellung der Betriebsvorgänge bei Kreiselpumpen.[1])

Von H. A. Janßen, Ingenieur in Bremen.

Die Kreisel- oder Schleuderpumpe als Fördermaschine für Flüssigkeiten findet von Tag zu Tag eine stetig zunehmende Verwendung und Bedeutung; deshalb ist es erwünscht, eine leicht faßliche und übersichtliche Darstellung der ziemlich verwickelten Betriebsvorgänge dieser Pumpen zu besitzen. Sie soll Auskunft geben über die verschiedenen mit einem beliebigen Pumpenmodell erreichbaren Förderleistungen, sowie über den diesen verschiedenen Förderleistungen entsprechenden bei verschiedenen Umlaufzahlen der Pumpenwelle erforderlichen Arbeitsaufwand. Die Unterlagen für eine solche Darstellung sind bereits in Z. 1907 S. 342 und 1274 von Hrn. Dr. Kux in überaus klarer Weise veröffentlicht worden. Auch finden sich entsprechende Ausführungen desselben Verfassers in einer mir vorliegenden Druckschrift der Firma Gebr. Körting A.-G. über Wasser- und Kanalisationswerke vom 1. Januar 1908.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Pumpen) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 40 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Fig. 1.

Betriebsvorgänge einer Kreiselpumpe von Gebr. Körting A.-G. hinsichtlich des Wirkungsgrades η.

Fig. 2.

Arbeitsaufwand in PS der gleichen Kreiselpumpe wie in Fig. 1.

Die Linien 1 bis 8 stehen in Beziehung zu den Beispielen 1 bis 8.

Fig. 1 gibt eine dieser Quelle entnommene Darstellung der Betriebsverhältnisse einer Kreiselpumpe wieder. Man ersieht daraus ohne weiteres die gegenseitige Abhängigkeit zwischen Umlaufzahl, Fördermenge und Förderhöhe sowie die große Veränderlichkeit des Wirkungsgrades für die verschiedenen Betriebsverhältnisse. Liegt für eine Pumpe eine zeichnerische Darstellung ihrer Betriebseigenschaften gemäß Fig. 1 vor, so ist es leicht, im voraus diese Pumpe auf Eignung für verschiedene Betriebverhältnisse zu prüfen und die Anforderungen festzulegen, die an den Kraftantrieb der Pumpe gestellt werden müssen.

Zumeist wird die erste Frage die Größe der erforderlichen Antriebleistung betreffen. Da aus Fig. 1 die den verschiedenen Fördermengen und -höhen entsprechenden Wirkungsgrade ohne weiteres entnommen werden können, bietet die Berechnung der für die verschiedenen Förderleistungen aufzuwendenden Antriebleistungen keine Schwierigkeiten. Diese Berechnung wurde von mir vorgenommen und für die zeichnerische Darstellung Fig. 2 benutzt. Die Linien gleich

Fig. 3.

Für den Antrieb erforderliche Drehmomente der gleichen Kreiselpumpe wie in Fig. 1 und 2.

großen Arbeitsaufwandes zeigen sich hier als Höhenlinien in ähnlicher Weise wie die Linien der Wirkungsgrade in der Darstellung des Dr. Kux als Höhenlinien der erforderlichen Antriebleistung. Diese Darstellung des Leistungsaufwandes zeigt uns zunächst dessen Veränderlichkeit bei gleichbleibender Umlaufzahl.

Beispiel 1. Die Pumpe wird mit 1000 Uml./min bei einer Förderhöhe von 12,5 m eine Wassermenge von 105 ltr/sk liefern und dabei 22,5 PS verbrauchen. Geht die Förderhöhe auf 9,5 m zurück, so wächst die Fördermenge auf 140 ltr/sk an und der Antrieb erfordert 26 PS. Wird dagegen die Förderhöhe auf 13,3 m gesteigert, so geht die Fördermenge auf 70 ltr/sk zurück, und die Antriebleistung beträgt nunmehr nur noch 18 PS. Die Wirkungsgrade innerhalb der soeben betrachteten Pumpenleistungen liegen überall oberhalb der Höhenlinie für 70 vH und erreichen bei 12,5 m Förderhöhe und 105 ltr/sk Förderleistung den mit der Pumpe höchstens erzielbaren Wirkungsgrad von 78 vH.

Beispiel 2. Soll die betrachtete Pumpe etwa dazu dienen, ein größeres tiefliegendes Gelände möglichst schnell zu entwässern, wobei die anfängliche Förderhöhe von 6 m allmählich auf 15 m ansteigt und die Pumpe von einer Dampflokomobile von 20 PS Höchstleistung angetrieben wird, so ist folgendes zu beachten: Mit 20 PS können rd. 140 ltr/sk 6 m hoch gefördert werden bei 910 Uml./min der Pumpe. Mit der gleichen Leistung können aber auch 63 ltr/sk auf 15 m Höhe geschafft werden, wobei die Pumpe 1060 Uml./min machen muß. Bei der Anordnung der Riemenübertragung von der Lokomobile auf die Pumpenachse muß man berücksichtigen, daß die Antriebmaschine die erforderliche Leistung von 20 PS bei einer allmählich um rd. 16 vH gesteigerten Umlaufgeschwindigkeit abzugeben vermag. Die Wirkungsgrade der Pumpe bleiben innerhalb der betrachteten Leistungsgrenzen überall höher als 60 vH. Der vorstehend besprochene Antrieb mittels Dampfkraft kann auch vorteilhaft durch einen Gleichstrommotor mit einer um 16 vH erhöhbaren Umlaufzahl ersetzt werden.

Beispiel 3. Steht dagegen nur ein Elektromotor von 20 PS zur Verfügung, dessen Umlaufzahl unveränderlich ist, so muß die Pumpe andauernd mit derjenigen Geschwindigkeit umlaufen, die zum Erreichen der erforderlichen höchsten Förderhöhe notwendig ist, also mit 1060 Uml./min, falls man nicht Stufenscheiben oder dergl. anwenden will. Wollte man jetzt die Pumpe bei der anfänglich geringen Förderhöhe von 6 m mit 1060 Uml./min laufen lassen, so würden nach Fig. 2 etwa 170 ltr/sk gefördert werden, wobei der Motor etwa 30 PS leisten muß. Der auf nur 20 PS Höchstleistung berechnete Motor würde somit ganz erheblich überlastet werden. Diese Ueberlastung kann man dadurch beseitigen, daß man in die Druckleitung der Pumpe einen Absperrschieber einschaltet und diesen soweit schließt, bis er einen Gefälleverlust von 9 m abdrosselt. Da die Pumpe jetzt im ganzen $6 + 9 = 15$ m Förderhöhe überwinden muß, geht gemäß Fig. 2 ihre Fördermenge auf 63 ltr/sk und die erforderliche Antriebleistung auf nur 20 PS zurück. Im weiteren Verlaufe des Pumpbetriebes wird man mit zunehmender tatsächlicher Förderhöhe den Drosselschieber allmählich weiter öffnen können, um während der Gesamtdauer des Betriebes die Leistung des Motors nach Möglichkeit voll auszunutzen.

Fig. 4.

Verhältnis der aufgewendeten Arbeit A zur geförderten Wassermenge Q der gleichen Pumpe wie in Fig. 1 bis 3. A in PS-st, Q in cbm/st.

Fig. 5.

Betriebsvorgänge einer Kreiselpumpe von A. Borsig bei 400 Uml./min.

Freilich besteht bei dieser Anordnung nicht die Möglichkeit, ohne Ueberlastung des Motors mehr als 63 ltr/sk zu fördern, während man mit der gleichen Betriebskraft bei entsprechender Regelung der Umlaufgeschwindigkeit gegen niedrigere Förderdrücke wesentlich größere Wassermengen zu heben imstande ist.

Aus diesen Betrachtungen geht hervor, daß eine Regelfähigkeit der Antriebmotoren hinsichtlich ihrer Umlaufzahlen für den Betrieb von Kreiselpumpen von außerordentlicher Bedeutung ist, insbesondere wenn eine größere Veränderlichkeit der Förderhöhen wie auch der Fördermengen gefordert wird.

Beispiel 4. Indessen kann auch mit einem Antriebmotor ohne Umlaufregelung ein erheblich besseres Ergebnis erreicht werden, wenn man seine Leistung genügend groß bemißt. Läßt man die Pumpe mit 1060 Uml./min antreiben und benutzt hierfür einen Motor von etwa 35 PS Dauerleistung, so braucht man das Wasser zur künstlichen Vergrößerung der Förderhöhe nicht mehr zu drosseln. Die Höchstbelastung des Motors beträgt bei etwa 10 m Förderhöhe und 150 ltr/sk Wassermenge 31 bis 32 PS. Für die größte Förderhöhe von 15 m muß der Motor etwa 20 PS entwickeln, wobei im Verhältnis zum Antriebmotor von 20 PS der Verbrauch an Kraftstrom keineswegs stark zuungunsten der größeren Antriebmaschine ausfällt.

Beispiel 5. Für jede beliebig angenommene Umlaufgeschwindigkeit wird die Pumpe bei einer ganz bestimmten Fördermenge den mit dieser Geschwindigkeit möglichen höchsten Wirkungsgrad erreichen. Die Linie A-A in Fig. 2 zeigt die Pumpenleistungen, bei welchen diese höchsten Wirkungsgrade erzielt werden. So erreicht die Pumpe bei 700 Uml./min mit einer Förderung von 75 ltr/sk den bei dieser Umlaufzahl höchstmöglichen Wirkungsgrad von etwa 70 vH, wobei die Förderhöhe ungefähr 6 m beträgt. Für 900 Uml./min stellt sich der günstigste Wirkungsgrad von rd. 76 vH bei einer Fördermenge von 95 ltr/sk gegen eine Förderhöhe von 10 m ein, für 1100 Uml./min der günstigste Wirkungsgrad von rd. 76 vH bei 115 ltr/sk gegen 15 m.

Will man die den Beispielen 2 bis 4 zugrunde liegenden Aufgaben mit einem möglichst geringen Aufwand an Arbeitsleistung lösen, so ist es erforderlich, die Pumpe im Verlaufe der Förderung jeweilig mit der Umlaufgeschwindigkeit zu betreiben, die für die augenblicklich vorliegende Förderhöhe den geringsten Arbeitsaufwand verlangt. Wir müßten also im vorliegenden Falle mit etwa 700 Uml./min der Pumpe beginnen und bei der im Verlaufe des Betriebes allmählich zunehmenden Förderhöhe die Umlaufzahl der Pumpe nach und nach derartig steigern, daß stets die vorstehend aufgestellte Forderung erfüllt wird.

Linie 5 veranschaulicht diesen Betriebsvorgang. Wir sehen aus den Schaulinien für die Antriebleistung, daß zu Beginn des Pumpbetriebes bei 700 Uml./min 8,75 PS, am Ende desselben bei 1100 Uml./min 30 PS aufgewendet werden müssen. Steht als Betriebskraft Gleichstrom zur Verfügung, so kann man zum Antrieb einen Gleichstrom-Nebenschlußmotor mit regelbarer Umlaufzahl verwenden, wie solche in neuerer Zeit von den meisten Elektrizitätsfirmen geliefert werden.

Beispiel 6. Während bei Beispiel 5 der Betrieb für einen möglichst geringen Kraftverbrauch der Pumpe erörtert worden ist, stellt dieser Betrieb für die geringeren Förderhöhen nicht die im besten Fall erreichbaren Verhältnisse hinsichtlich des Stromverbrauches dar. Der Motor würde nämlich zu Beginn des Pumpbetriebes mit nur etwa 30 vH seiner Höchstleistung arbeiten, wobei sein Wirkungsgrad schon merklich hinter dem bei Normalleistung erreichten Werte zurückbleibt. Es ist deshalb zweckmäßig, den Motor gleich von vornherein mit etwas größerer Geschwindigkeit arbeiten zu lassen und diese so zu regeln, daß während der ganzen Betriebsdauer unveränderlich etwa 115 ltr/sk gefördert werden (Linie 6). Hierzu müßte der Motor anfänglich mit

Fig. 6.

Umgezeichnete Darstellung nach Fig. 5 (Kreiselpumpe von A. Borsig bei 400 Uml./min).

810 Uml./min laufen, wobei der Kraftverbrauch schon reichlich 14 PS beträgt. Während jetzt gegen den Betrieb nach 5 der Wirkungsgrad des Motors erheblich besser geworden ist, hat der Wirkungsgrad der Pumpe nur eine geringfügige Einbuße erlitten.

Beispiel 7. Mit dem unter 5 und 6 angenommenen Antriebmotor von 30 PS Höchstleistung, dessen Umlaufzahl innerhalb mäßiger Grenzen (700 : 1100 oder rd. 1 : 1,60) geregelt werden kann, können aber die Leistungen der Pumpe nach Bedarf in den weitesten Grenzen verändert werden. Die mit Randstrichelung eingefaßte Fläche (Linie 7) der Figur 2 läßt die weitgehende Verwendungsmöglichkeit einer derartig zusammengesetzten Pumpmaschinenanordnung ohne Drosselung des Wasserstromes erkennen. Eine Drosselung würde nur dann erforderlich sein, wenn man geringe Wassermengen auf geringe Höhen zu heben beabsichtigt, wie etwa 50 ltr/sk auf 4,80 m. Da für diese Verhältnisse bei freiem Ablauf des Wassers aus der Pumpe 600 Uml./min erforderlich sein würden, die niedrigste Umlaufzahl des Motors aber 700 beträgt, so kann man natürlich in diesem Fall eine künstliche Vergrößerung der Förderhöhe durch Drosseln mittels des Druckschiebers der Pumpe nicht umgehen.

In manchen Fällen wird die Frage nach der Größe des zum Betriebe der Pumpe erforderlichen Drehmomentes gestellt werden, insbesondere, wenn beabsichtigt wird, die Pumpe durch eine Dampfmaschine, Verbrennungskraftmaschine oder durch einen Gleichstrom-Hauptstrommotor anzutreiben. In Fig. 3 sind die aus Fig. 1 errechneten gleich großen Drehmomente gleichermaßen als Höhenlinien derartig eingetragen, daß man für beliebige Förderleistungen der Pumpe die zugehörigen, an der Pumpenachse aufzuwendenden Drehmomente abgreifen kann.

Beispiel 8. Es werden mit einem Drehmomente von 14 mkg an der Pumpenwelle geleistet:

125 ltr/sk gegen 6,0 m Förderhöhe bei 860 Uml./min
100 » » 10,7 » » » 930 »
65 » » 15 » » » 1060 »

Wird die Pumpe durch eine Dampfmaschine angetrieben, deren Zylinderfüllung und Einströmüberdruck unveränderlich bleiben, wobei das Drehmoment von 14 mkg an der Pumpenwelle erzeugt wird, so wird sich die Wasserförderung ganz selbsttätig derart regeln, daß die Fördermenge mit zunehmender Förderhöhe abnimmt, dagegen mit abnehmender Förderhöhe anwächst. Diese Eigenschaften eines Pumpmaschinensatzes können z. B. für die Förderung von Kanalisationswässern aus einem Sammelbehälter nützliche Verwendung finden. Treten größere Zuflüsse in den Sammelbehälter ein, so steigt der Wasserstand in diesem an; zugleich nimmt die Förderhöhe der Pumpen ab, und es findet ganz selbsttätig eine stärkere Wasserförderung statt. Den gleichen Erfolg erreicht man beim Antrieb durch eine Verbrennungskraftmaschine, deren Ladung stets unverändert bleibt. Für beide Antriebarten ist ein durchaus wirtschaftlicher Betrieb der Kraftmaschinen möglich, weil es leicht ist, durchweg die Dampfmaschine mit günstigster Zylinderfüllung, die Verbrennungskraftmaschine mit günstigster Ladung arbeiten zu lassen.

Endlich wird auch gelegentlich die Frage aufgeworfen werden, wie sich das Verhältnis der aufgewendeten Arbeit A zur geförderten Wassermenge Q stellt. In Fig. 4 sind wiederum für die bisher betrachtete Pumpe die aus Fig. 1 errechneten gleich großen Werte für $\frac{A}{Q}$ durch Höhenlinien miteinander verbunden, wobei die aufgewendete Arbeitsleistung A in PS und die geförderte Wassermenge Q in cbm/st zugrunde gelegt worden sind. Es soll nun an der Hand von Fig. 4 ermittelt werden, wie sich dieses Verhältnis für die oben erörterten Beispiele stellt.

Zu Beispiel 1. Die unveränderlich mit 1000 Uml./min angetriebene Pumpe verbraucht nach Fig. 4 bei einer Förderhöhe von 9,5 m rd. 0,05 PS-st für 1 cbm gefördertes Wasser, oder mit 1 PS-st werden 20 cbm Wasser gehoben. Ist die Förderhöhe auf 13 m angestiegen, so stellt sich der Arbeitsaufwand auf 0,06 PS-st/cbm. Bei einer Förderhöhe von 13,30 m erhöht sich der Kraftbedarf auf 0,071 PS-st/cbm.

Zu Beispiel 2. Die mit einer unveränderlichen Leistung von 20 PS angetriebene Pumpe verbraucht bei einer Förder-

Fig. 7.

Antriebleistungen beliebiger Kreiselpumpen bei veränderlichen Umlaufzahlen, Förderhöhen und Fördermengen.

Der größte Wirkungsgrad $w_{max} = 1,0\,\eta_1$ wird mit $1,0\,n_1$ Uml./min, mit einer Förderhöhe von $1,0\,H_1$, einer Fördermenge von $1,0\,Q_1$ und einer Antriebleistung von $1,0\,L_1$ erreicht.
Auf Linie I •——•——I wird für eine beliebige Umlaufzahl der größte Wirkungsgrad erreicht.

höhe von 6,0 m nicht ganz 0,04 PS-st für 1 cbm gehobenes Wasser. Für die mittlere Förderhöhe von 10,5 m stellt sich der Arbeitsbedarf auf 0,05 PS-st/cbm und für die größte Förderhöhe von 15 m auf 0,078 PS-st/cbm. Ein Vergleich zwischen Beispiel 1 und 2 zeigt die großen Ersparnisse an Arbeitsaufwand, die durch eine wenn auch nur in mäßigen Grenzen vorhandene Regelbarkeit der Umlaufgeschwindigkeit der Antriebmaschine (hier rd. 16 vH) erreicht werden können.

Zu Beispiel 3. Der die Pumpe unveränderlich mit 1060 Uml./min antreibende Elektromotor von 20 PS Leistung kann selbst bei niedrigster Förderhöhe günstigsten Falles 63 ltr/sk oder 230 cbm/st liefern und muß dabei 0,088 PS-st für 1 cbm gefördertes Wasser abgeben.

Zu Beispiel 4. Der die Pumpe ebenfalls unveränderlich mit 1060 Uml./min antreibende Elektromotor für rd. 35 PS höchste Leistung braucht für 6 m Förderhöhe nur 0,049 PS-st/cbm zu liefern; für die mittlere Förderhöhe von 10,5 m steigt der Arbeitsbedarf auf 0,057 PS-st/cbm und für 15 m Höhe auf 0,088 PS-st/cbm. Der Vergleich zwischen Beispiel 3 und 4 ergibt beim Antriebe von Kreiselpumpen für stark veränderliche Förderhöhen mittels Elektromotoren, deren Umlaufzahl ohne Energievernichtung nicht verändert werden kann (Drehstrom), die außerordentliche wirtschaftliche Ueberlegenheit reichlich stark bemessener Motoren gegenüber schwächeren, lediglich auf die größte Förderhöhe berechneten Motoren.

Zu Beispiel 5. Wird die Pumpe mit veränderlicher Umlaufzahl derartig angetrieben, daß jeweilig nur eine möglichst geringe Arbeit aufgewendet wird, so stellt sich nach Fig. 4, Linie 5, der anfängliche Verbrauch bei 6 m Förderhöhe auf 0,033 PS-st/cbm. Der Höchstverbrauch für 1 cbm geförderten Wassers bei 15 m Hubhöhe steigt bis 0,071 PS-st.

Zu Beispiel 6. Die durchweg günstigen Verbrauchzahlen für die Antriebarbeit unter 5) erfahren bei diesem Beispiele nur ganz geringfügige Beeinträchtigungen bei den geringeren Förderhöhen, die indessen durch eine günstigere Belastung des Antriebmotors reichlich wett gemacht werden. Mit Beginn des Pumpbetriebes erfordert die Förderung gegen 6 m Wassersäule (Fig. 4, Linie 6) eine Arbeit von 0,035 PS-st/cbm.

Zu Beispiel 7. Der gesamte Wirkungsbereich der von einem 30pferdigen Motor mit 700 bis 1100 Uml./min angetriebenen Pumpe umfaßt den größten Teil derjenigen Pumpenleistungen, bei denen der Wirkungsgrad der Pumpe seinem Höchstwerte nahekommt. Es können aber auch Umstände eintreten, die ein gelegentliches Arbeiten mit solchen Leistungen angebracht erscheinen lassen, bei denen nicht gerade die für gewöhnlich anzustrebenden höheren Wirkungsgrade erreichbar sind. Die Bequemlichkeit der bei dieser Anordnung vorhandenen leichten Regelbarkeit der Förderleistungen wird in vielen Fällen über die Nachteile eines etwas ungünstigeren Wirkungsgrades hinwegsehen lassen.

Zu Beispiel 8. Wie aus der Schaulinie 8, Fig. 4, ersichtlich ist, stellen sich die Zahlen für den Arbeitsverbrauch etwas günstiger als nach Beispiel 2. Beim Beginn des Betriebes wird das Wasser gegen einen Druck von 6 m Wassersäule gehoben. Für das gehobene Wasser ist an der Pumpenwelle eine Arbeit von 0,036 PS-st/cbm aufzuwenden. Bis zu einer Förderhöhe von rd. 12 m ergeben sich gegenüber den Verbrauchzahlen unter Beispiel 5 und 6 kaum wesentliche Unterschiede. Bei einer weiteren Steigerung der Förderhöhe wächst im vorliegenden Beispiel 8 die aufgewendete Arbeit derartig an und die Förderarbeit nimmt so ab, daß für das Heben auf 15 m eine Motorarbeit von 0,088 PS-st/cbm erforderlich ist.

Fig. 8.

Drehmomente beliebiger Kreiselpumpen bei veränderlichen Umlaufzahlen, Förderhöhen und Fördermengen.

Der größte Wirkungsgrad $w_{max} = 1,0\ \eta_1$ wird mit 1,0 n Uml./min, mit einer Förderhöhe von 1,0 H_1, einer Fördermenge von 1,0 Q_1 und einem Drehmoment von 1,0 M_1 erreicht.

Die vielseitige Verwendbarkeit von Darstellungen der Pumpenleistungen gemäß Fig. 2 bis 4 ließ in mir den Gedanken reifen, diese Darstellungen so umzugestalten, daß sie möglichst auf beliebige Pumpenmodelle Anwendung finden können.

Ich habe deshalb schon vor einer Reihe von Jahren auf einer bestimmten Anordnung beruhende Darstellungen der Pumpenleistungen angefertigt und sie im Laufe dieser Zeit bei Bearbeitung von Entwürfen vielfach nutzbringend verwenden können. Zu einer Veröffentlichung bin ich aber bisher nicht gekommen, weil inzwischen verschiedene Ergänzungen und Verbesserungen erforderlich geworden sind. Auch bieten sich Schwierigkeiten dadurch, daß die Kennzeichnung der Pumpen je nach der Einzelausbildung der wasserführenden Teile sehr verschieden ausfällt. Ebenso-

wenig, wie es gelingt, zwei Blätter zu finden, welche einander vollkommen gleichen, wird man für zwei Pumpen gleicher Bauart und Ausbildung eine gemeinsame Charakteristik aufstellen können. Letztere wird am stärksten durch die Schaufelform des Pumpenrades beeinflußt[1]).

Die zur Ermittlung der Betriebsvorgänge ausgeführten Versuche werden gewöhnlich in der Weise angestellt, daß man die zu untersuchende Pumpe mit einer bestimmten Umlaufzahl antreibt und sie durch Drosselung des geförderten Wassers im Druckrohre stufenweise auf verschiedene Förderhöhen arbeiten läßt. Durch Messungen wird dann festgestellt, welche Fördermengen und welche Antriebleistungen den verschiedenen Förderhöhen entsprechen. Die zugehörigen Wirkungsgrade lassen sich hiernach ohne weiteres berechnen. Fig. 5 zeigt eine sehr verbreitete Art der Darstellung derartiger Versuchsergebnisse, und zwar an einer Kreiselpumpe von A. Borsig. Die Pumpe wurde während der Dauer des Versuches mit 400 Uml./min angetrieben. Die eine Linie zeigt die Beziehungen zwischen Förderhöhe und Fördermenge, eine zweite Linie die Abhängigkeit der Antriebleistung von der Fördermenge und eine dritte Linie die Veränderlichkeit des Wirkungsgrades mit veränderter Fördermenge.

Ich habe, um solche Schaulinien sowohl derselben Pumpe bei verschiedenen Umlaufzahlen, als auch verschiedener Pumpen unter den verschiedensten Betriebsverhältnissen mit einander vergleichen zu können, zahlreiche Linien nach einem einheitlichen Plan aufgetragen. In jedem einzelnen Fall ermittelte ich zunächst, bei welcher Fördermenge die Pumpe ihren größten Wirkungsgrad bei der betreffenden Umlaufzahl erreichte. Beispielsweise erreichte jene Pumpe von A. Borsig gemäß Fig. 5 bei Punkt a ihren besten Wirkungsgrad mit 0,825 bei etwa 13750 ltr/min.

Die zugehörige Antriebleistung war in Punkt b zu 33 PS festgestellt, die entsprechende Förderhöhe zu 8,9 m im Punkte c.

In einem Koordinatennetze, Fig. 6, legte ich den Punkt d je 100 mm von den beiden Netzachsen entfernt fest und bemaß die Abszissen und Ordinaten für die Umzeichnung der Schaulinien gemäß Fig. 5 so, daß sich die Punkte a, b und c im Punkte d decken mußten. Hierbei zeigte es sich, daß für die verschiedensten Pumpenmodelle die Schaulinien für die Wirkungsgrade (w und Q) und für die Antriebleistungen (L und Q) innerhalb ziemlich weiter Grenzen links und rechts vom Punkte d einander sehr ähnlich sehen. Von geringfügigem Einfluß ist hierbei die Form der Schaufelung des Laufrades und dementsprechend der Verlauf der Schaulinie für Förderhöhe und Fördermenge (H und Q)[1]).

Ferner habe ich eine Reihe von Pumpendiagrammen verschiedener Pumpen gemäß Fig. 1 bis 4 in der Weise umgezeichnet, daß der Punkt des größten Wirkungsgrades der Pumpe stets je 100 mm von den beiden Achsen des Koordinatennetzes entfernt liegt. Legte ich jetzt die Diagramme übereinander, so zeigten die Linien der aufzuwendenden Arbeitsleistung (PS), der Drehmomente (M) und des Verhältnissses zwischen aufgewendeter Arbeit und geförderter Wassermenge $\left(\frac{PS}{Q}\right)$ für sämtliche Pumpenmodelle einen ähnlichen Verlauf.

Meine Schaubilder Fig. 7 bis 9 sind nun dadurch entstanden, daß ich mir für die Wirkungsgradlinien mittlere Formen gebildet und diese zugrunde gelegt habe. Den zeichnerischen Darstellungen ist eine Charakteristik für ziemlich stark zurückgezogene Radschaufeln zugrunde gelegt, etwa entsprechend den mittleren Verhältnissen des von mir im Laufe der Jahre gesammelten Materiales. Die aus dieser Arbeit zu entnehmenden Ergebnisse dürfen deshalb nicht als genau zutreffend angesehen werden, sondern sollen hauptsächlich ein Verfahren bekannt geben, um für einander ähnliche Pumpenmodelle die Betriebsvorgänge leicht faßlich darzustellen. Es ist hierbei

Fig. 9.

Spezifische Antriebleistung beliebiger Kreiselpumpen bei veränderlichen Umlaufzahlen, Förderhöhen und Fördermengen.

Der größte Wirkungsgrad $w_{max} = 1{,}0\ \eta_1$ wird mit $1{,}0\ n_1$ Uml./min, mit einer Förderhöhe von $1{,}0\ H_1$, einer Fördermenge von $1{,}0\ Q_1$ und einer spezifischen Antriebleistung von $1{,}0\ \frac{L_1}{Q_1}$ erreicht.

[1]) Näheres hierüber s. Taschenbuch der Hütte 20. Aufl. Abt. II S. 555.

[1]) Als Quellen sind benutzt: Biel, Z. 1908 S. 442; Gutermuth, Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1905 Heft 11; Die »Pumpen« von Herzog und Knoche 1905; Förster, Vergleichende Untersuchungen der Kreiselpumpen, Breslau 1905; als weitere Unterlagen einzelne Diagramme von Pumpen folgender Herkunft: Belge & Künzli, Gebr. Sulzer, L. Schwartzkopff, Gebr. Körting, A. Borsig, Schiele & Co., Jäger & Co.

gleichgültig, ob ein- oder mehrstufige Pumpen in Betracht kommen.

A) In Fig. 7 bezeichnet η_1 den größten mit der Pumpe erreichbaren Wirkungsgrad w_{max}. Dieser wird erreicht bei $1{,}0\,n_1$ Umläufen, entsprechend einer Fördermenge von $1{,}0\,Q_1$, einer Förderhöhe von $1{,}0\,H_1$ und einer zugeführten Leistung von $1{,}0\,L_1$. Man betrachte nun an Hand dieser Figur die Betriebsvorgänge einer Pumpe, die ihren höchsten Wirkungsgrad $w_{max} = 0{,}70 = 1{,}0\,\eta_1$ bei 1000 Uml./min $= 1{,}0\,n_1$ erreicht und dabei 200 ltr/sk $= 1{,}0\,Q_1$ gegen einen Ueberdruck von 10 m $= 1{,}0\,H_1$ fördert. Die Leistung beträgt dann:

$$1{,}0\,L_1 = \frac{Q_1\,H_1}{75\,w_{max}} = \frac{200 \cdot 10}{75 \cdot 0{,}70} = 38{,}0 \text{ PS}.$$

a) Nehmen wir an, die Umlaufzahl der Pumpe bleibe unverändert und die Förderhöhe vermindere sich auf 5,0 m $= 0{,}5\,H_1$, so stellt sich die Fördermenge gemäß Punkt a (Fig. 7) auf $1{,}49\,Q = 1{,}49 \cdot 200 = 298$ ltr/sk. Die Leistung ist dabei auf $1{,}2\,L_1 = 1{,}2 \cdot 38 = 45{,}6$ PS gestiegen. Der Wirkungsgrad w ist mit $0{,}61\,\eta_1 = 0{,}61 \cdot 0{,}70 = 0{,}43$ abzulesen.

b) Die Umlaufzahl sei auf 1100 Uml./min $= 1{,}1\,n_1$ erhöht und die Förderhöhe sei mit 11,3 m $= 1{,}13\,H_1$ festgelegt, gemäß Punkt b in Fig. 7, so ergibt sich die erforderliche Antriebleistung zu $1{,}4\,L_1 = 1{,}4 \cdot 38 = 53{,}2$ PS, eine Förderung von $1{,}2\,Q_1 = 1{,}2 \cdot 200 = 240$ ltr/sk und ein Wirkungsgrad w von $0{,}97\,\eta_1 = 0{,}97 \cdot 0{,}7 = 0{,}68$.

B) Fig. 8 zeigt in ähnlicher Weise die Schaulinien für η_1, H_1 und n_1 und außerdem den Verlauf der Schaulinien für die aufzuwendenden Drehmomente.

Für den höchsten mit der Pumpe erreichbaren Wirkungsgrad $w_{max} = \eta_1$ ist die Förderhöhe $= 1{,}0\,H_1$, die Fördermenge $= 1{,}0\,Q_1$, die Umlaufzahl $= 1{,}0\,n_1$ und das zugehörige Drehmoment $= 1{,}0\,M_1$.

Dann ist für die gleiche Pumpe wie unter A):

$$1{,}0\,M_1 = \frac{60\,Q_1\,H_1}{2\,\pi\,n_1\,\eta_1} = \frac{60 \cdot 200 \cdot 10}{2\pi\,1000 \cdot 0{,}7} = 27{,}4 \text{ mkg}.$$

a) Für $1{,}0\,n_1 = 1000$ Uml./min und 5,0 m Förderhöhe $= 0{,}5\,H_1$ gemäß Punkt a (Fig. 8) ist das Drehmoment $= 1{,}2\,M_1 = 1{,}2 \cdot 27{,}4 = 33{,}0$ mkg.

b) Für 1235 Uml./min $= 1{,}235\,n_1$ und eine Förderhöhe von 13 m $= 1{,}3\,H_1$ gemäß Punkt b (Fig. 8) wird das Drehmoment $= 1{,}7\,M_1 = 1{,}7 \cdot 27{,}4 = 46{,}6$ mkg.

C) In Fig. 9 sind außer den Schaulinien für η_1, H_1, Q_1 und n_1 solche für die auf 1 cbm/st Fördermenge erforderliche Arbeit $\frac{L_1}{Q_1}$ aufgetragen.

Für $1{,}0\,\eta_1$, $1{,}0\,H_1$, $1{,}0\,Q_1$, $1{,}0\,n_1$ ist dieser Wert zu $1{,}0\,\frac{L_1}{Q_1}$ angenommen.

Für die Pumpe wie unter A) und B), und wenn $1{,}0\,Q_1$ auf die Stunde bezogen $= 3600 \cdot 0{,}20 = 720$ cbm/st ist, erhält man:

$$\frac{L_1}{Q_1} = \frac{38}{720} = 0{,}053 \text{ PS-st für 1 cbm gefördertes Wasser.}$$

a) Wird bei unverändertem $n_1 = 1000$ Uml./min der Förderdruck auf 7 m $= 0{,}7\,H_1$ ermäßigt, so erhöht sich die Fördermenge auf $1{,}33\,Q = 1{,}33 \cdot 720 = 960$ cbm/st, gemäß Punkt a (Fig. 9), und die spezifische Arbeit berechnet sich zu

$$0{,}85\,\frac{L_1}{Q_1} = 0{,}85 \cdot 0{,}053 = 0{,}045 \text{ PS-st/cbm}.$$

b) Für 1150 Uml./min $= 1{,}15\,n_1$ und eine Förderhöhe von 13,5 m $= 1{,}35\,H_1$, gemäß Punkt b (Fig. 9), ist die spezifische Arbeit mit

$$1{,}4\,\frac{L_1}{Q_1} = 1{,}4 \cdot 0{,}053 = 0{,}074 \text{ PS-st/cbm}$$

zu entnehmen.

Zusammenfassung.

Eine bekannte zeichnerische Darstellung der Betriebsvorgänge einer Kreiselpumpe hinsichtlich der Abhängigkeit der Umlaufzahlen, Förderhöhen, Fördermengen und Wirkungsgrade von einander wird nach Umrechnung zur zeichnerischen Darstellung der Antriebleistungen, Antriebdrehmomente und spezifischen Antriebleistungen benutzt. Hieran schließen sich einige Erörterungen über die Anwendung solcher Diagramme.

Zum Schluß werden Diagramme gezeichnet, die es ermöglichen sollen, für beliebige Kreiselpumpen ähnlicher Bauart die Betriebsvorgänge hinsichtlich gegenseitiger Abhängigkeit zwischen Umlaufzahlen, Förderhöhen, Fördermengen, Wirkungsgraden, Antriebleistungen, Antriebdrehmomenten und spezifischen Antriebleistungen übersichtlich darzustellen.

Festigkeitsversuche an eisernen Fachwerkmasten,

ausgeführt von der Brückenbauanstalt Alb. Buß & Co. A.-G. in Wyhlen (Baden).[1])

Von Dr.-Ing. **L. Schaller,** Direktor von Alb. Buß & Co. A.-G.

Bei dem immer größer werdenden Einflußgebiet der Ueberland-Kraftwerke hat der Bau der Fernleitungsmasten in den letzten Jahren erhöhte Bedeutung gewonnen. So weist u. a. die Südwestecke Deutschlands zwischen Colmar und dem Bodensee wegen der weitgehenden Ausnutzung der Wasserkräfte des Rheines ein ziemlich engmaschiges Fernleitungsnetz auf, und es wird deshalb in diesem Gebiete dem Bau der Leitungsmasten schon seit langem die größte Aufmerksamkeit geschenkt.

Für die Berechnung der Masten hat der Verband Deutscher Elektrotechniker Normalien[2]) aufgestellt. Diese verlangen, ohne auf die Frage der Knicksicherheit einzugehen, daß die reinen Zug- und Druckspannungen den Wert von 1500 kg/qcm nicht überschreiten dürfen. Da somit den einzelnen ausführenden Firmen hinsichtlich der Knicksicherheit der größte Spielraum gelassen ist, wurde verschiedentlich eine ganz kleine Sicherheit gegen Ausknicken gewählt. Einzelne Firmen glaubten sich mit einer $2\frac{1}{2}$fachen Knicksicherheit nach Euler begnügen zu können. Gegen derartige Festlegungen wurden schon häufig Bedenken geäußert, ohne daß Aenderungen getroffen wurden. Als nun die neueren Untersuchungen den wahren Wert der Eulerschen Formel immer mehr erkennen ließen, entschloß sich die Firma Alb. Buß & Co. A.-G. in Wyhlen (Baden), die solche Masten schon seit Jahren als Besonderheit baut, auf Wunsch und mit der Unterstützung der Kraftübertragungswerke Rheinfelden, A.-G. an fertigen Leitungsmasten Versuche zur Ermittlung der tatsächlichen Festigkeit eines solchen Mastes anzustellen. Es wurden zwei Versuchsreihen ausgeführt, die so angelegt waren, daß im einen Falle das Fundament, im andern Falle der Mast zerstört werden sollte.

Versuchsreihe I
zur Ermittlung des Verhaltens der Fundamente.

Der Probemast wurde im September 1909 auf dem Werkhof von Buß & Co. A.-G. aufgestellt. Seine Abmessungen, Querschnitte usw. sind aus Fig. 1 bis 3 zu erkennen. Der Boden bestand bis zur Unterkante des Fundamentes aus festen, guten Letten und unterhalb des Fundamentes aus grobem Kies. Der Beton wurde sehr mager gehalten, und man verwandte absichtlich lehmhaltigen Sand, um den Einfluß dieser Beimischung zu erforschen. Auf dieses Funda-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Brücken- und Eisenbau sowie Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker, Berlin 1907, Julius Springer.

ment wurde ein normaler 10 m hoher eiserner Leitungsmast von der 40000 V-Leitung Lörrach-Gebweiler der Kraftübertragungswerke Rheinfelden gesetzt. Die Versuche wurden am 2. September 1910 in folgender Weise durchgeführt:

Das auf den Mast wirkende Angriffmoment aus Wind und Leitungszug wurde rechnerisch ermittelt, und dann mit Hülfe einer Winde durch Seilführung am Mastenkopf eine Zugkraft P ausgeübt, die, bezogen auf die Fundamentoberkante, ein Moment von der Größe des errechneten Angriffmomentes hatte, s. Fig. 4. Die Zugkraft im Drahtseil wurde mit Hülfe eines Dynamometers genau eingestellt. Die Ausbiegung des Mastes wurde in drei Punkten, x, y, z, durch ein Tachymeter in Verbindung mit Maßstäben, die an dem Mast festgeschraubt waren, ermittelt. Zur Messung der Bewegungen des Fundamentes waren in den Punkten m, n, o 3 Griotsche Biegungsmesser angeordnet. Die Genauigkeit bei der Messung der Ausbiegung in den Punkten x, y, z betrug $\pm$ 1 mm, die bei der Messung der Fundamentbewegungen $\pm$ $^1/_{20}$ mm.

Fig. 1 bis 3. Probemast. Maßstab 1 : 80

Fig. 4.

Fig. 5.

Versuch Ia.

Beanspruchung des Mastes in Richtung der Leitung, s. Fig. 4.

Da es sich um einen Normalmast handelt, an dessen beiden Seiten der Leitungszug gleich groß ist, war zu setzen:

Moment aus Leitungszug . . . . $Z = 0$.

Das Windmoment wurde berechnet zu . . . $W = 1{,}36$ tm

also zusammen $M = 1{,}36$ tm

Höhe des Angriffpunktes des Drahtseiles über der Fundamentoberkante . . . . $h = 9{,}40$ m

Der Wirkung des Angriffmomentes entsprach also eine Einzelkraft P im Punkt x von

$$P = \frac{M}{h} = \frac{1{,}36}{9{,}40} = 0{,}145 \text{ t} = 145 \text{ kg}.$$

Von null ansteigend wurde nunmehr ein Zug von 150 kg, dann weiter bis 300 kg ausgeübt und dabei die in Zahlentafel 1 niedergelegten Durchbiegungen ermittelt.

Zahlentafel 1.

Nr.	P kg	x mm	y mm	z mm	m mm	n mm	o mm
0	0	0	0	0	0	0	0
1	150	18	11	5	0	0	0
2	300	42	24	7	0	0	0,1[1]
3	0	0	0	0	0	0	0,1

[1] Die Aufzeichnung ist wahrscheinlich nur durch Temperatureinflüsse im Meßdraht entstanden.

Nach der Entlastung gingen sämtliche Durchbiegungen wieder auf null zurück, ein Beweis dafür, daß die Beanspruchungen innerhalb der Proportionalitätsgrenze lagen.

Versuch Ib.

Beanspruchung des Mastes senkrecht zur Richtung der Leitung, Fig. 5.

Rechnerisch ermittelte Belastungen:

Windmoment . . . . $W = 1{,}12$ tm

Höhe des Angriffpunktes des Drahtseiles = Höhe des Angriffpunktes der Leitungen . . . . $h = 9{,}40$ m,

also Ersatzkraft: $P_w = \frac{W}{h} = \frac{1{,}12}{9{,}40} = 0{,}120 \text{ t} = 120$ kg,

hierzu Kraft aus Winddruck auf die Leitungen . = 420 »

zusammen $P = 540$ kg.

Wie aus Zahlentafel 2 zu ersehen, wurde der Mast von 0 über 150, 300, 450 bis 540 kg belastet und die Durchbiegung ermittelt.

Zahlentafel 2.

Nr.	P kg	x mm	y mm	z mm	Senkung m mm	Hebung n mm	o mm
0	0	0	0	0	0	0	0
1	150	16	11	2	0	0	0
2	300	35	21	5	0	0	0
3	450	57	36	9	0	0	0
4	540	67	42	12	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0
6	600	76	48	12	0	0	0
7	750	97	60	16	0	0	0
8	900	120	75	22	0	+ 0,05	+ 0,05
9	1050	140	88	26	0	+ 1,30	+ 0,50
10	1200	181	97	35	— 0,2	+ 6,9	+ 3,8
11	1350	273	185	70	— 0,4	+ 2,7	+ 2,0
12	0	48	36	17	— 0,25	+ 21,3	+ 11,6
13	1410	} 461	334	144	— 0,55	+ 21,3	+ 11,6
14	1310						
15	1380	612	454	206	— 0,95	+ 33,0	+ 13,0

Nach der Entlastung gingen die Durchbiegungen sämtlich auf null zurück, s. wagerechte Reihe 5 der Zahlentafel 2. Unter neuer, größerer Belastung zeigten sich bei 1050 kg Zug Bewegungen des Fundamentes, Reihe 9 der Zahlentafel 2. Die Belastung wurde bis 1350 kg gesteigert, Reihe 11 der Zahlentafel 2, worauf wieder vollständig entlastet wurde. Dabei zeigte sich, wie Reihe 12 der Zahlentafel 2 ergibt, daß das Fundament nachgegeben haben mußte. Die am Maste selbst gemessenen Durchbiegungen entsprechen der Schiefstellung des Mastes, eine bleibende Formänderung war nicht zu erkennen. Die berechneten Ausweichungen in den Punkten x, y, z betragen 47,6 mm, 36,4 mm, 17,0 mm. Gemessen wurden 48 mm, 36 mm und 17 mm. Die gute Uebereinstimmung zwischen Versuch und Rechnung war zu erwarten; denn die Beanspruchungen im Eisengerüst waren noch unter der Elasti-

zitäts- und Knickspannungsgrenze. Der Versuch wurde nunmehr bis zur vollständigen Zerstörung des Fundamentes durchgeführt. Bei einer Belastung von 1410 kg, Reihe 13 der Zahlentafel 2, gab die Gesamtkonstruktion merklich nach, und das Dynamometer zeigte einen Rückgang der Belastung auf 1310 kg an, während der Mast sich schief stellte, Reihe 14 der Zahlentafel 2. Im Beton traten auf der Druckseite bei den Ankern Risse auf. Der Mast wurde dann weiter umgelegt, und es ist bemerkenswert, daß dazu noch erhebliche Kräfte notwendig waren, Reihe 15 der Zahlentafel 2. Bei etwa 45° Neigung gegen die Wagerechte hatte der Mast noch eine erhebliche Standfestigkeit, und bei etwa 30° Neigung

Fig. 6.

Fundament des vollständig umgelegten Mastes.

Fig. 7.

Zerbrochenes Fundament.

blieb er noch ohne Abstützung stehen. Fig. 6 zeigt den vollständig umgelegten Mast. Nach Freilegung des Fundamentes ergab sich, daß es in drei Teile zerbrochen war, Fig. 7.

Da es sich bei Fernleitungsnetzen häufig um mehrere hundert Fundamente handelt, übt man zur Verringerung der Kosten bei der Herstellung der Fundamente mitunter große Sparsamkeit. Der vorstehende Versuch zeigt das Gefährliche eines solchen Vorgehens, besonders wenn man für die Reinheit der zu verwendenden Betonzusatzstoffe keine Gewähr hat. Es muß darauf hingewiesen werden, daß es unwirtschaftlich ist, die Eisengerüste mit hohen Sicherheiten zu bauen, wenn die Fundamente den zu erwartenden Beanspruchungen nicht gewachsen sind. Ein Nachgeben des Baugrundes konnte nicht festgestellt werden, woraus zu schließen war, daß die Bodendrücke keine unzulässige Höhe erreichten, daß also der seitliche Erddruck eine ansehnliche Sicherheit bietet, was sofort auch aus folgendem ersichtlich ist:

Das Gewicht des Mastes betrug	=	550 kg
das Betongewicht im oberen Teil des Fundamentes nach Fig. 1 $0{,}53 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 2200$.	= rd.	750 »
im unteren Teil $1{,}1 \cdot 2{,}10 \cdot 0{,}8 \cdot 2200$ . . .	= rd.	4070 »
zusammen	=	5370 kg

Standmoment: $M = 5{,}37 \cdot 2{,}10 =$ rd. $11{,}28$ tm.

Bei einfacher Standsicherheit hätte also die Zugkraft P an der Mastspitze nicht größer als

$$P = \frac{11{,}28}{9{,}4 + 1{,}63} = \text{rd. } 1{,}02 \text{ t}$$

sein dürfen. In Wirklichkeit war sie aber etwas größer, als ein Nachgeben der Fundamente festgestellt wurde.

Fig. 8 bis 10. Versuchsmast.

Maßstab 1 : 100.

Versuchsreihe II zur Ermittlung des Verhaltens des Eisenmastes.

Die äußeren Formen sowie die Abmessungen und Querschnitte des Versuchsmastes sind aus Fig. 8 bis 10 zu ersehen. Es handelt sich um einen normalen, 13 m hohen Eisenmast von der oben genannten Leitung Lörrach-Gebweiler. Der Baugrund im Werke Wyhlen bestand bis zur Unterkante des Fundamentes aus festen, guten Letten. Unter dem Fundament lag grober Kies. Das Fundament wurde am 24. Februar 1911 ausgeführt. Der Beton dafür war aus 1 Teil Portlandzement und 7 Teilen Sand, Kies und Steingeröll hergestellt. Der Probemast wurde am 9. März 1911 aufgestellt und mit dem Fundament durch vier Stück $1^3/_8$"-Schrauben verankert. Zum vollständigen Erhärten hatte der Beton $2^1/_2$ Monate Zeit; denn der Versuch wurde erst am 9. Mai 1911 durchgeführt. Die Anordnung der Meßgeräte ist aus Fig. 11 bis 13 zu ersehen. Die Zugkraft in 12,4 m Höhe über der Fundamentplatte wurde durch ein Dynamometer, die Ausbiegung des Mastes durch ein Tachymeter gemessen.

Die Bewegung des Fundamentes wurde wieder mit drei Griotschen Biegungsmessern festgestellt. Die Genauigkeit bei der Messung der Ausbiegung betrug rd. ± 2 mm, die bei der Messung der Fundamentbewegung $\pm {}^1/_{20}$ mm.

Versuch IIa.

Beanspruchung des Mastes in Richtung der Leitung, Fig. 14 und 15.

Rechnerische Belastungen:

Moment aus Leitungszug (wie bei Versuch Ib) $Z = 0$
Windmoment, berechnet zu . . . . $W = 2{,}55$ tm
zusammen $M = 2{,}55$ tm

Höhe des Angriffpunktes des Drahtseiles über der Fundamentoberkante $h = 12{,}4$ m, also Einzelkraft

$$P = \frac{M}{h} = \frac{2{,}55}{12{,}4} = 0{,}206 \text{ t} = 206 \text{ kg}.$$

Von null ansteigend wurde ein Zug bis zu 206 kg ausgeübt, Reihe 3 der Zahlentafel 3, und die Ausbiegung am Punkt k zu 47 mm gemessen. Das Fundament zeigte keine Bewegung. Die Zugkraft wurde bis 410 kg gesteigert, dann wurde wieder vollständig entlastet. Bei 410 kg Belastung, Reihe 5 der Zahlentafel 3, zeigten sich zwar kleine Bewegungen des Fundamentes, doch verschwanden sie nahezu nach der Entlastung. Der Eisenmast selbst zeigte im Punkte k nach der Entlastung keinen Ausschlag mehr. Die Beanspruchungen waren zweifellos innerhalb der Proportionalitätsgrenze geblieben.

Fig. 11.
Mast spannungslos.

Fig. 12.
Mast mit Zugspannung von 800 kg.

Zahlentafel 3.

Nr.	P	k	Senkung m	Hebung n	o
	kg	mm	mm	mm	mm
1	0	0	0	0	0
2	100	24	0	0	0
3	206	47	0	0	0
4	300	65	0	0	0
5	410	83	0,1	0,1	0,1
6	0	0	0,05	0,05	0,05

Versuch IIb.

Beanspruchung des Mastes senkrecht zur Richtung der Leitung, Fig. 16.

Rechnerische Belastungen:

Windmoment berechnet zu $W = 2{,}24$ tm, Höhe des Angriffpunktes des Drahtseiles = Höhe des Angriffpunktes der Leitungen $h = 12{,}4$ m über der Fundamentoberkante, also

Ersatzkraft für Windmoment:

$$P_w = \frac{2.24}{12{,}4} = 0{,}180 \text{ t} \quad . \quad . \quad . \quad = 180 \text{ kg};$$

hierzu Kraft aus dem Winddruck auf die Leitungen,
berechnet zu P_e . . . . = 420 »
zusammen P . . . . = 600 kg.

Reihe 6 der Zahlentafel 4 zeigt, daß für die rechnerische Belastung von 600 kg die Beanspruchungen noch innerhalb der Proportionalitätsgrenze geblieben sind. Nach viermaliger Entlastung und Wiederbelastung trat bei 1900 kg Zugkraft das Ausknicken der Gurtwinkel ein (Reihe 18 der Zahlentafel 4). Nach Fig. 8 bis 10 waren die Querschnitte der Pfosten aus Winkeleisen 60 · 60 · 6 gebildet; die Winkel haben folgende statische Querschnittgrößen:

unverschwächter Querschnitt . . . . $F = 6{,}91$ qcm
verschwächter Querschnitt nach Abzug eines Nietloches von 15 mm Dmr. . . . . . $F' = 6{,}01$ »

Zahlentafel 4.

Nr.	P kg	x mm	y mm	z mm	Senkung m mm	Hebung n mm	o mm
1	0	0	0	0	0	0	0
2	150	31	21	5	0	0	0
3	300	57	33	7	0	0	0
4	450	90	52	12	0	0	0
5	600	118	70	16	0	0,05	0
6	0	0	0	0	0	0,05	0
7	750	144	84	19	0	0,1	0
8	900	172	101	21	0	0.2	0,05
9	0	2	0	0	0	0,15	0
10	1050	205	120	26	0	0,3	0.1
11	1200	232	138	31	0,05	0.5	0.2
12	0	9	2	10	0	0,35	0,05
13	1350	283	169	40	0.1	0,7	0.4
14	1500	328	197	56	0,1	1,1	0,65
15	1650	379	235	70	0,15	1,85	1,30
16	1800	424	265	82	0,15	3,0	2,30
17	0	57	40	12	0,15	0,95	0,8
18	1900	Die Gurtwinkel knickten aus					

Fig. 13. Mast ausgeknickt.

Trägheitsmoment in bezug auf Schwerpunktachse ξ-ξ, Fig. 17 . . . . $J_\xi = 22{,}75$ cm⁴
kleinstes Trägheitsmoment . . . . . . $J_{min} = 9{,}43$ »

Die Versuchsergebnisse können nun zur Beantwortung folgender vier Fragen herangezogen werden:

1) Ist in Fällen wie den vorliegenden das kleinste Trägheitsmoment einzusetzen oder das Trägheitsmoment in bezug auf die Achse ξ-ξ?

2) Decken sich die Versuchsergebnisse mit den Ergebnissen der üblichen Berechnungsarten?

3) Ist der verschwächte oder der unverschwächte Querschnitt in Rechnung zu setzen?

4) Ergeben die Vorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker wirtschaftliche Konstruktionen?

1) Im vorliegenden Falle ist die Frage nach der Wahl des Trägheitsmomentes deshalb einfach zu entscheiden, weil die Anordnung der Diagonalen in den vier Umfassungsebenen des Mastes nur ein Ausknicken nach der Achse ξ-ξ, Fig. 17, zuließ. Wie Fig. 13 erkennen läßt, laufen nämlich bei dem untersuchten Mast die Diagonalen in jedem Felde der vier Haupttragwände gleichartig. In Fig. 8 bis 10 sind also die Punkte a die Knotenpunkte zum Anschluß der Diagonalen senkrecht zur Zeichenebene. In diesen Punkten sind die Eckwinkel senkrecht zur Ebene ξ-ξ ausgeknickt. Dieses Ergebnis war zu erwarten. Wäre der Eckpfostenwinkel senkrecht zur Achse s-s des kleinsten Trägheitsmomentes ausgeknickt, so hätte sich der Querschnitt in die punktierte Lage, der Schwerpunkt S also nach S' verschieben müssen, Fig. 17. Den Weg y hätte der Querschnitt zurücklegen können; denn außer der Eigensteifigkeit des Stabes hätte hier nur die geringe Biegungsfestigkeit der Diagonalen überwunden werden müssen. Die Verschiebung x dagegen wäre nur nach Zerstörung der Diagonalen durch Zugkräfte möglich gewesen. Das ist nicht eingetreten, und der Stab ist tatsächlich nur nach der Achse ξ-ξ ausgeknickt; deshalb ist nicht mit dem kleinsten Trägheitsmoment, sondern mit dem nach der Achse ξ-ξ parallel zum Schenkel zu rechnen.

Fig. 14 und 15. Versuch IIa.

Fig. 16. Versuch IIb.

Fig. 17.

2) Zur Beantwortung der Frage sei vorausgeschickt, daß unter »üblicher Berechnungsart« die uneingeschränkte Anwendung der Eulerschen Knickformel verstanden wird. Es muß also untersucht werden, ob die hier zu betrachtenden Vorgänge noch innerhalb der Proportionalitätsgrenze, wo die Euler-Formel angewandt werden kann, liegen. Dies wäre der Fall, wenn das Verhältnis

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{\text{Knicklänge}}{\text{Trägheitshalbmesser}} > 105$$

gewesen wäre. Um dies festzustellen, sind in Zahlentafel 5 die Werte für alle möglichen Verhältnisse zusammengestellt. Nach Fig. 8 waren die freien Knicklängen der Einzelstäbe

$$l_1 = 1{,}19 \text{ m} \quad \text{und} \quad l_2 = 1{,}20 \text{ m}.$$

Zahlentafel 5.

Bez.	Knicklänge $l_1 = 119$ cm				Knicklänge $l_2 = 120$ cm			
	J_{min}		J_ξ		J_{min}		J_ξ	
	unverschwächter Querschnitt F	verschwächter Querschnitt F'	unverschwächter Querschnitt F	verschwächter Querschnitt F'	unverschwächter Querschnitt F	verschwächter Querschnitt F'	unverschwächter Querschnitt F	verschwächter Querschnitt F'
i	1,17	1,25	1,81	1,94	1,17	1,25	1,81	1,94
$\frac{l}{i}$	101,7	95,2	65,8	61,3	102,6	96,0	66,3	61,8

Somit zeigt sich, daß, unabhängig von der jeweiligen Auffassung, die hier vorliegenden Knickvorgänge nach den neueren Forschungen nicht mehr durch die Eulersche Formel erfaßt werden. Die Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker nehmen auf die Tatsache, daß die gebräuchlichen Knickformeln nur beschränkte Gültigkeit haben, keine Rücksicht und überlassen die Wahl der Knickformel dem liefernden Werke. Da bei gedrungenen Stäben die Eulersche Formel kleineren Materialaufwand bedingt als die Tetmajersche, wird manches Werk schon aus kaufmännischen Gründen, um im Wettbewerb billiger sein zu können, zur Euler-Formel greifen. Zur Beantwortung der zweiten Frage sollen deshalb die Ergebnisse der vorliegenden Versuche für die Eulersche Formel nachgeprüft werden.

Für den linken Einzelstab, Fig. 8, mit 119 cm Knicklänge ist die Knicklast nach Euler

$$P_k = \frac{\pi^2 E J_\xi}{l_1^2} = \frac{10 \cdot 2150 \cdot 22{,}75}{(119)^2} = 34{,}54 \text{ t},$$

wobei gesetzt ist:

$\pi^2 = 10$; $E = 2150$ t/qcm; $J_\xi = 22{,}75$ cm⁴; $l_1 = 119$ cm.

In Wirklichkeit war aber die Knicklast

$$K_1 = \frac{1{,}90 \cdot 9600}{541} \cdot {}^1/_2 = 16{,}86 \text{ t}.$$

Die Zahlen sind aus der Figur 8 entnommen. Rechnerisch hätte der Stab nach Euler noch

$$n = \frac{34{,}54}{16{,}86} = 2{,}05 \text{fache Sicherheit}$$

haben müssen, in Wirklichkeit ist er zusammengebrochen.

Bei dem zweiten, in Fig. 8 rechts gelegenen Stab waren die entsprechenden Zahlen folgende:

Knicklast nach Euler:

$$P_k = \frac{10 \cdot 2150 \cdot 22{,}75}{120 \cdot 120} = 33{,}97 \text{ t},$$

wirkliche Knicklast:

$$K_2 = \frac{1{,}90 \cdot 10300}{570} = 17{,}17 \text{ t}.$$

Rechnerische Sicherheit nach Euler:

$$\frac{33{,}97}{17{,}17} = 1{,}98 \text{fach}.$$

Auch dieser Stab ist ausgeknickt. Die Ergebnisse zeigen deutlich die große Gefahr, die in der uneingeschränkten Anwendung der Eulerschen Formel liegt. Sie besagen, daß die meisten Masten, die nach dem Vorgange mancher Eisenbauanstalten nach der Eulerschen Formel mit $2^1/_2$ facher Sicherheit gegen Ausknicken berechnet sind, tatsächlich gar nicht weit vom Bruch entfernt sind. Es dürfte sich deshalb sehr empfehlen, die auf Eulerscher Grundlage mit kleinen Sicherheiten berechneten Masten nachzuprüfen, damit durch etwaige Verstärkungen einem Unfalle vorgebeugt wird. Die Nachprüfung hätte nach der Tetmajerschen Formel zu erfolgen, wenn

$$\lambda = \frac{l}{i} < 105$$

ist; danach ergeben sich für die angestellten Versuche folgende Werte:

Tatsächliche Materialbeanspruchungen:

$$\sigma_{k1} = \frac{16{,}86}{6{,}91} = 2{,}44 \text{ t/qcm (mit Nietabzug } 2{,}81 \text{ t/qcm)},$$

$$\sigma_{k2} = \frac{17{,}17}{6{,}91} = 2{,}49 \text{ t/qcm (mit Nietabzug } 2{,}86 \text{ t/qcm)}.$$

Die Beanspruchungen aus Eigengewicht mit etwa 0,018 t/qcm sind dabei vernachlässigt.

Die Knickbeanspruchungen nach Tetmajer sind:

a) bei unverschwächtem Querschnitt:

$$K_{k1} = 3100 - 11{,}4\,\lambda_1 = 3100 - 11{,}4 \cdot 65{,}8 = 2350 \text{ kg/qcm} = 2{,}35 \text{ t/qcm},$$

$$K_{k2} = 3100 - 11{,}4\,\lambda_2 = 3100 - 11{,}4 \cdot 66{,}3 = 2344 \text{ kg/qcm} = 2{,}34 \text{ t/qcm};$$

b) bei verschwächtem Querschnitt:

$$K_{k1} = 3100 - 11{,}4\,\lambda_1 = 3100 - 11{,}4 \cdot 61{,}3 = 2401 \text{ kg/qcm} = 2{,}40 \text{ t/qcm},$$

$$K_{k2} = 3100 - 11{,}4\,\lambda_2 = 3100 - 11{,}4 \cdot 61{,}8 = 2395 \text{ kg/qcm} = 2{,}40 \text{ t/qcm}.$$

Versuch und Rechnung stimmen also hier gut überein.

Zur Frage 3) ist zu bemerken: Rechnet man mit den unverschwächten Querschnitten, so beträgt die Abweichung der Rechnung gegenüber dem Versuche

bei 119 cm Knicklänge:

$$\frac{(2{,}44 - 2{,}35)\,100}{2{,}44} = 3{,}7 \text{ vH},$$

bei 120 cm Knicklänge:

$$\frac{(2{,}49 - 2{,}34)\,100}{2{,}49} = 6{,}0 \text{ »}$$

im Mittel = 4,85 vH.

Setzt man dagegen die Lochverschwächung in Rechnung, so beträgt die Abweichung

bei 119 cm Knicklänge:

$$\frac{(2{,}81 - 2{,}40)\,100}{2{,}81} = 14{,}6 \text{ vH},$$

bei 120 cm Knicklänge:

$$\frac{(2{,}86 - 2{,}40)\,100}{2{,}86} = 16{,}1 \text{ »}$$

im Mittel = 15,35 vH.

Rechnung und Versuch stimmen also sehr gut überein, wenn man die unverschwächten Querschnitte in die Rechnung einführt; dagegen entspricht die Rechnung mit den verschwächten Querschnitten nicht den wirklichen Verhältnissen. Man kann infolgedessen zur Knickfestigkeitsberechnung auf Tetmajer-Eulerscher Grundlage das größte Vertrauen haben, wenn man mit den unverschwächten Querschnitten rechnet.

4) Um sich ein Bild davon machen zu können, ob die Masten nach den Berechnungen des Verbandes Deutscher Elektrotechniker wirtschaftlich zu bauen sind oder nicht, muß man die Sicherheiten der einzelnen Stabgattungen (Zug- und Druckstäbe) vergleichen.

Bei einer zulässigen Spannung in den Zugstäben von 1500 kg/qcm ist deren Sicherheit gegen Bruch dreifach, wenn man als Bruchgrenze für Flußeisen etwa 4500 kg/qcm annimmt. Rechnet man nun die Druckstäbe richtigerweise von $\frac{l}{i} = 0$ bis $\frac{l}{i} = 105$ nach Tetmajer und bei $\frac{l}{i} > 105$ nach Euler, so haben die Knickspannungen k_k folgende Werte:

für $\frac{l}{i} = 0$: $k_k = 3100$ kg/qcm

» $\frac{l}{i} = 105$: $k_k = 1900$ »

» $\frac{l}{i} = 120$: $k_k = 1460$ » [1])

» $\frac{l}{i} = 200$ (Euler): $k_k = 524$ » [1]).

Hat man also auch die Druckstäbe für eine Spannung von 1500 kg/qcm bemessen, so hat man überhaupt nur eine zweifache Sicherheit gegen Ausknicken. In den häufigsten Fällen ist aber diese Sicherheit nicht einmal vorhanden. Mit zunehmendem $\frac{l}{i}$ sinkt die Sicherheit bei $\frac{l}{i} = 120$ auf das einfache, und von hier aus sind bei 1500 kg/qcm Druckbeanspruchung die Stäbe überhaupt nicht mehr knicksicher. Es hat unter solchen Umständen keinen Zweck, für die Zugstäbe eine dreifache Sicherheit zu verlangen, wenn die Druckstäbe nicht die gleiche Sicherheit haben. Da die einzelnen Glieder also ganz verschiedene Sicherheiten bieten, sind die nach den Vorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker gebauten Gittermasten unwirtschaftlich.

Diese Verhältnisse können dadurch gebessert werden, daß für die Druckstäbe die gleiche Sicherheit gegen Knicken vorgeschrieben wird, wie sie die Zugstäbe gegen Bruch haben. Allerdings genügt dann hier auch eine dreifache Sicherheit.

Es wäre sehr zu begrüßen, wenn in den Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker auch Vorschriften hinsichtlich der Knickfestigkeit aufgenommen werden würden

[1]) Die Entwicklung dieser Zahlen ist in Schaller, »Ueber Knickformeln«, Dinglers Polytechnisches Journal 1911, Heft 28 Bd 326, gegeben.

Zum Schlusse sei noch mit einigen Worten auf das Verhalten des Fundamentes eingegangen.

Gewicht des Fundamentes von 3,6 cbm Inhalt zu 2,2 t = 7,92 t
Eigengewicht des Mastes . . . . = 0,70 »
Gesamtgewicht Q = 8,62 t

Standmoment:

$$M_s = 8{,}62 \cdot 1{,}22 = 10{,}52 \text{ tm}.$$

Kippmoment (bei Ablesung Nr. 18 der Zahlentafel 4):

$$M_k = 1{,}9 \cdot 14{,}35 = 27{,}265 \text{ tm},$$

somit war die Sicherheit gegen Kippen im Augenblicke des Ausknickens $\frac{10{,}52}{27{,}265} = 0{,}386$ fach. Das Fundament hätte nach der üblichen Kippberechnung bereits bei einem Zuge von

$$\frac{10{,}52}{14{,}35} = 0{,}734 \text{ t} = 734 \text{ kg}$$

kippen müssen. Es hat aber ohne wesentliche Bewegungen zu erleiden, einen Zug von 1900 kg ausgehalten. Man kann daher annehmen, daß das Kippmoment vom Fundament auf den Erboden nach den rechnerischen Voraussetzungen zu 38,6 vH und durch Druck und Reibung an den Seitenflächen des Fundamentes zu 61,4 vH übertragen worden ist.

Zusammenfassung.

Die Brückenbauanstalt Alb. Buß & Co. A.-G. in Wyhlen hat auf Anregung der Kraftübertragungswerke Rheinfelden A.-G. eine Reihe von Versuchen zur Ermittlung der tatsächlichen Standfestigkeit eiserner Gittermasten für Hochspannungsleitungen angestellt. Diese haben ergeben, daß die Vorbedingung für genügende Standfestigkeit ein guter Fundamentbeton, daß also Sparsamkeit bei der Gründung am falschen Platz ist. Des weiteren ist die Aufnahme von Bestimmungen über Knickfestigkeitsrechnungen in die Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker wünschenswert, weil sich sonst in manchen Fällen zu geringe tatsächliche Sicherheiten für die normalen Masten ergeben. Die Richtigkeit der Tetmajerschen Knickformeln wird bestätigt, die Eulersche Formel erweist sich im Gebiete der Tetmajer-Formel auch für die Gittermastkonstruktionen als nicht zutreffend.

Untersuchungen über die Kraftrichtung in schiefen Platten.[1]

Von **C. Busemann** in Lübeck.

Unter schiefen Platten sollen hier solche verstanden werden, deren Auflager parallel, aber schiefwinklig zur Längsachse der Oeffnung liegen, so daß die Platte im Grundriß ein schiefwinkliges Parallelogramm bildet, Fig. 1.

Suchen wir in den Lehrbüchern nach, so heißt es gewöhnlich: Die Kräfte verteilen sich nach der Linie AB, also auf beide Auflager gleichmäßig.

Begründung (falls eine solche überhaupt gegeben wird): Man denke sich die Platte in ganz schmale Streifen parallel der Achse AB geteilt und erhält alsdann lauter schmale Balken auf 2 Stützen von der Spannweite $2L$.

Fig. 1. Schiefe Platte.

Diese Darstellung ist aber ganz falsch. Zum Beweise denke man sich einen Augenblick die Kraft wirklich nach der Linie AB übertragen. Es wird alsdann auch die Biegung nach dieser Linie vor sich gehen, und bei starker Durchbiegung ist aus Fig. 2 und 3 ohne weiteres klar, daß alsdann die Auflager nach der Biegungslinie geformt werden müssen, falls die Platte auch nach der Durchbiegung noch überall aufliegen soll. Es müssen in diesem Fall also die spitzen Ecken i und f bedeutend höher als die stumpfen h und e liegen. Sind die Auflager wagerecht, so ist auch ohne weiteres aus Fig. 2 und 3 zu schließen, daß die Resultierende an den Auflagern in der Nähe der stumpfen Ecken e und h liegen muß.

Da die Krümmung der Biegungslinie mit der Belastung wächst, so ist ferner klar, daß die spitzen Ecken um so mehr gegen die stumpfen Ecken gehoben werden müssen, je größer die Belastung ist. Sind also die Auflager nach einer bestimmten Biegungslinie geformt, so findet auch hier die Kraftübertragung nur für eine bestimmte Belastung in der Richtung AB statt. Wird die Belastung größer, so wandert die Resultierende nach der stumpfen Ecke zu, nimmt die Belastung ab, so wandert die Resultierende nach der spitzen Ecke zu.

Diese schon durch Anschauung leicht herzuleitende Regel ist vielen Theoretikern unbekannt. So konnte ich eines Tages beobachten, wie ein akademisch gebildeter Techniker seelenruhig über ein schräg zwischen Ufer und Schiff liegendes Brett lief, nachdem er sich vergewissert hatte, daß das Brett im unbelasteten Zustande fest lag. Kaum war

Fig. 2 und 3. Durchgebogene schiefe Platte.

er aber bis zur Mitte gekommen, da wackelte das Brett derartig, daß der Herr mit einem kühnen Satz auf das Schiff sprang. Durch die starke Belastung hatten sich natürlich die spitzen Ecken abgehoben und je nachdem der Schreitende nun links oder rechts von der Verbindungslinie zwischen den stumpfen Ecken eh niedertrat, kippte das Brett nach links oder rechts. Der Techniker konnte dies natürlich nach der bisher gelehrten Annahme der gleichen Verteilung der Last über die Widerlager nicht erwarten. Der technisch ungebildete Schifferknecht wußte aber, daß es so kommen mußte, und wollte das Brett vorher gerade legen. Ueberhaupt wird man stets beobachten, daß erfahrene Arbeiter niemals eine schwere Last über schräg liegende Bretter tragen oder schieben. Sie werden immer vorher sämtliche Auflagerklötze senkrecht zur Längsachse der Bretter legen. Es dürfte deshalb an der Zeit sein, der Lage der Auflagerresultierenden bei schiefen Platten nachzuforschen und auch die Theoretiker daran zu erinnern, daß die bisherige Annahme nicht stimmt.

Im folgenden sind nun zwei angenäherte Verfahren zur Auffindung der Lage der Resultierenden bei schiefen Platten gegeben. Sie setzen voraus, daß die Querschnitte senkrecht zur Uebertragungsrichtung gerade bleiben. Dies ist nicht der Fall, sobald die spitzen Ecken sich abheben. In diesem

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Falle kommt auch eine partielle Durchbiegung der spitzen Ecken etwa nach den Linien mq, n,s, Fig. 4, zur Geltung und wird die Sache derart verwickelt, daß die genauere Bestimmung für die Praxis kaum von Wert sein dürfte. Ferner ist ein gleichbleibender Querschnitt vorausgesetzt.

Fig. 4.

Schiefe Platte mit abgehobenen Ecken i und f.

1) Lage der Auflagerresultierenden bei Betrachtung der Formveränderungen in den Querschnitten parallel den Widerlagern.

Die Platte ist als Ganzes zu betrachten, die Auflagerresultierende liege um das zunächst noch unbekannte Maß a' von der Auflagermitte nach der stumpfen Ecke zu. Platte und Auflager seien wagerecht.

1a) Die Platte werde durch eine Einzellast P in der Mitte belastet.

Fig. 5.

Schiefe Platte unterteilt in Querschnitten parallel den Widerlagern.

Betrachten wir einen Querschnitt in der Entfernung x von A, Fig. 5, so ist das Biegungsmoment daselbst

$$M_{b_x} = \frac{P}{2} x.$$

Ferner wirkt auf diesen Querschnitt ein Torsionsmoment, drehend um eine Achse senkrecht zum Querschnitt (und Widerlager):

$$M_{t_x} = M_{t_a} - \frac{P}{2} a_x,$$

wo $M_{t_a} = \frac{P}{2} a'$ das Torsionsmoment im Auflagerquerschnitt und $a_x = \frac{a}{l} x$ ist.

Auf der Strecke von der Mitte nach dem Auflager B ist

$$M_{b_x} = \frac{P}{2} x - P(x - l) = Pl - \frac{P}{2} x$$

und
$$M_{t_x} = -\frac{P}{2}\left(\frac{a}{l} x - a'\right) + P\left(\frac{a}{l} x - a\right)$$

$$M_{t_x} = M_{t_a} - Pa + \frac{P}{2}\frac{a}{l} x.$$

Infolge dieser Biegungsmomente verbiegt sich die Platte wohl; doch bleiben die hier betrachteten Querschnitte sämtlich parallel dem Auflager. Demnach braucht die Formänderung infolge von Biegung hier nicht berücksichtigt zu werden.

Infolge der Torsionsmomente verdreht sich aber die Platte. Sollen jedoch die Enden beide ganz anliegen, so muß die Verdrehung zwischen A und B = null sein.

Der Verdrehungswinkel φ zwischen zwei Querschnitten in der Entfernung dx ist

$$d\varphi = \frac{M_{t_x} dx}{\Theta G},$$

wo G das Gleitmaß (Schubmodul), Θ das Trägheitsmoment gegen Verdrehung ist. Dieses ist für rechteckige Querschnitte nach Saint Venant (s. Goetzke, Z. 1909 S. 935, und meine Abhandlung »Formveränderung durch Verdrehung«, Z. 1911 S. 633)

$$\Theta = \tfrac{1}{3} b d^3\left[1 - 0{,}63 \frac{d}{b}\left(1 - 1{,}64 e^{-3\frac{b}{d}}\right)\right],$$

wo b die Breitseite, d die Schmalseite des Rechtecks ist. Für $\frac{b}{d} > 2$ ist genau genug

$$\Theta = \tfrac{1}{3} b d^3\left(1 - 0{,}63 \frac{d}{b}\right).$$

Schreibt man hierin

$$\frac{3}{1 - 0{,}63 \frac{d}{b}\left(1 - 1{,}64 e^{-3\frac{b}{d}}\right)} = n,$$

so geht die Formel über in

$$\Theta = \frac{1}{n} b d^3.$$

Für $\frac{b}{d}$ =	1	2	4	8	16	25	30	80	130
ist n =	7,12	4,35	3,56	3,26	3,12	3,08	3,06	3,024	3,014

Der Verdrehungswinkel von A bis B ist

$$\varphi = \int_0^{2l} \frac{M_{t_x} \partial x}{\Theta G}.$$

Setzt man hierin von 0 bis l und von l bis $2l$ die betreffenden Werte ein, so erhält man:

$$\varphi = \int_0^l \frac{M_{t_a} \partial x}{\Theta G} - \frac{P}{2}\frac{a}{l}\int_0^l \frac{x \partial x}{\Theta G} + \int_l^{2l} (M_{t_a} - Pa)\frac{\partial x}{\Theta G} + \frac{P}{2}\frac{a}{l}\int_l^{2l} \frac{x \partial x}{\Theta G}.$$

Daraus folgt:

$$\varphi = M_{t_a}\frac{2l}{\Theta G} - \frac{P}{2}\frac{al}{\Theta G},$$

und für $\varphi = 0$:
$$M_{t_a} = \frac{P}{2} a' = \frac{P}{2}\frac{a}{2},$$

also
$$a' = \frac{a}{2}.$$

1b) Für gleichmäßig verteilte Last p für die Längeneinheit ergibt sich analog das Biegungsmoment in der Entfernung x:

$$M_{b_x} = \frac{P}{2} x - p\frac{x^2}{2}.$$

Die Querschnitte bleiben wiederum infolge von Biegung unter sich parallel.

Torsionsmoment: $M_{t_x} = M_{t_a} - \frac{P}{2} a_x + px\frac{a_x}{2}$

$$M_{t_x} = M_{t_a} - pl\frac{a}{l} x + px\frac{ax}{2l} = M_{t_a} - pax + \frac{p}{2}\frac{a}{l} x^2$$

$$\partial\varphi = \frac{M_{t_x} \partial x}{\Theta G}$$

$${}_A\varphi^B = \int_0^{2l} \frac{M_{t_x} \partial x}{\Theta G}$$

$$= \frac{1}{\Theta G}\left[\int_0^{2l} M_{t_a} \partial x - pa\int_0^{2l} x \partial x + \frac{pa}{2l}\int_0^{2l} x^2 \partial x\right].$$

woraus:
$${}_A\varphi^B = \frac{2l}{\Theta G}\left[M_{t_a} - pl\frac{a}{3}\right],$$

und für ${}_A\varphi^B = 0$:
$$M_{t_a} = pl\frac{a}{3} = pla',$$

also
$$a' = \frac{a}{3}.$$

Dieselben Werte hätte man bei einer Integration bis zur Mitte gefunden, weil bei symmetrischer Belastung auch der Querschnitt in der Mitte wagerecht bleiben muß. Bei dem zweiten Verfahren soll deshalb nur bis zur Mitte integriert werden.

2) Lage der Auflagerresultierenden bei Betrachtung der Formveränderung in den Querschnitten senkrecht zur

Verbindungslinie zwischen den beiden Auflagerresultierenden.

Die Auflagerresultierenden mögen bei A' und B' um das vorläufig noch unbekannte Maß a' von der Mitte nach der stumpfen Ecke hin liegen, Fig. 6.

Es wird angenommen, daß die Biegungslinie in der Richtung $A'B'$ verläuft, und demgemäß werden die Querschnitte senkrecht zu dieser Linie betrachtet.

Ferner wird angenommen, daß an der Auflagerstelle die Strecke hi nicht nach der Biegungslinie, sondern nach der Tangente an der Biegungslinie im Auflagerpunkte A' verläuft (also das Auflager gerade, anstatt leicht gekrümmt). Es wird deshalb die Platte nur zwischen den Punkten $A'B'$ untersucht, als wenn sie die Form $h'i'e'f'$ hätte, Fig. 6.

l' ist die halbe Plattenlänge, gemessen in der Biegungslinie $A'B'$; b' ist die Plattenbreite, senkrecht dazu gemessen. J' und Θ' sind die zugehörigen Trägheitsmomente gegen Verbiegung bezw. Verdrehung, E der Elastizitätsmodul.

Fig. 6.

Schiefe Platte unterteilt in Querschnitten senkrecht zur Uebertragungslinie A'-B'.

2a) Die Platte sei in der Mitte durch eine Einzellast P belastet.

Der Neigungswinkel β, Fig. 3, der Biegungslinie in der Entfernung l' von der Mitte ist alsdann bekanntlich

$$\beta_l' = \frac{P}{4} \cdot \frac{l'^2}{4\,E\,J'},$$

wo $J' = {}^1/_{12}\, b' d^3$ [1]).

Infolge der Neigung der Biegungslinie wird die spitze Ecke i über die stumpfe h um das Maß $b \sin\gamma\beta'$ gehoben. Durch die exzentrische Belastung wird die Platte um das Maß φ' verdreht. Durch diese Verdrehung wird die spitze Ecke i gegenüber der stumpfen h um das Maß $b \cos\gamma\varphi'$ gesenkt.

Liegt die Platte auf der ganzen Auflagerbreite auf, so muß sein:

$$b \sin\gamma\,\beta' = b \cos\gamma\,\varphi'$$

oder

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{\varphi'}{\beta'} = \frac{a - a'}{l}.$$

Nun ist das Torsionsmoment an der Stelle x

$$M_{t_x} = \frac{P}{2}\,x',$$

wo

$$x' = z' - z'\frac{x}{l'};$$

$$M_{t_x} = \frac{P}{2}\,z' - \frac{P}{2}\,z'\frac{x}{l'}.$$

Die Verdrehung $\partial\varphi'$ zwischen 2 benachbarten Querschnitten ist

$$\partial\varphi' = \frac{M_{t_x}\partial x}{\Theta' G}$$

$$= \frac{\frac{P}{2}\,z'\partial x}{\Theta' G} - \frac{P z'}{2\,l'}\,x\,\frac{\partial x}{\Theta' G}$$

und φ' von 0 bis $l' = \int_0^{l'} \partial\varphi'$.

Für konstantes Θ' (gleichmäßig starke Platte) ist

$$\int_0^{l'} \partial\varphi' = \frac{P z'}{2\,\Theta' G}\int_0^{l'} \partial x - \frac{P z'}{2\,l'\,\Theta' G}\int_0^{l'} x\,\partial x$$

$$\varphi' = \frac{P z'}{2\,l'\,\Theta' G}\left[l'^2 - \frac{l'^2}{2}\right] = \frac{P z' l'}{4\,\Theta' G}.$$

[1]) Der Neigungswinkel infolge von Schubkräften wäre hier streng genommen noch zu addieren. Eine Vergleichsrechnung zeigte aber, daß das Ergebnis sich dadurch nur etwa um 2 vH ändert.

Werden für β' und φ' die Werte eingesetzt, so erhält man:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{\frac{P}{4}\,\frac{z' l'}{\Theta' G}}{\frac{P\,l'^2}{4\,E\,J'}} = \frac{z' E J'}{l'\,\Theta' G}.$$

$\frac{z'}{l'}$ ist nach Fig. 6 gleich $\operatorname{tg}(\alpha - \gamma)$, demnach

$$\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\alpha-\gamma)} = \frac{E J'}{G\,\Theta'}.$$

Für $J' = {}^1/_{12}\, b' d^3$, $G = {}^5/_{13}\,E$ und $\Theta = \frac{1}{n}\,b' d^3$ ist

$$\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\alpha-\gamma)} = \frac{E\,{}^1/_{12}\,b' d^3}{{}^5/_{13}\,E\,\frac{1}{n}\,b' d^3} = \frac{13\,n}{5 \cdot 12},$$

für $n = 3{,}08$ ist $\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\alpha-\gamma)} = \frac{40}{60} = {}^2/_3$.

2b) Die Platte sei gleichmäßig mit der Last p für die Längeneinheit belastet. Es ist alsdann bekanntlich der Tangentenwinkel β' an der Biegungslinie in der Entfernung l' von der Mitte:

$$\beta' = \frac{p\,l'^3}{3\,E\,J'}.$$

Ferner ist das Torsionsmoment M_{t_x} in der Entfernung x von A'

$$M_{t_x} = A' x' + p x y',$$

wo

$$A' = \text{Auflagerdruck } p l'$$

$$x' = z' - \frac{z' x}{l'} \text{ und } y' = \frac{z'}{l'}\,\frac{x}{2};$$

demnach

$$M_{t_x} = p\,l' z' - p\,l'\frac{z' x}{l'} + p\,\frac{z' x^2}{2\,l'}$$

$$M_{t_x} = p\,l' z' - p z' x + p\,\frac{z' x^2}{2\,l'}$$

$$\partial\varphi' = \frac{M_{t_x}\partial x}{\Theta' G}$$

$$\varphi_0^{l'} = \int_0^{l'} \frac{M_{t_x}\partial x}{\Theta' G}$$

$$= \frac{p z'}{\Theta' G}\left[\int_0^{l'} l'\,\partial x - \int_0^{l'} x\,dx + \int_0^{l'} \frac{x^2\,\partial x}{2\,l'}\right]$$

$$\varphi_0^{l'} = \frac{p z'}{\Theta' G}\left[l'^2 - \frac{l'^2}{2} + \frac{l'^2}{6}\right] = \frac{2\,p z' l'^2}{3\,\Theta' G}.$$

Da auch hier wieder für die aufliegende Platte gilt:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{\varphi'}{\beta'},$$

so ist

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{\frac{2}{3}\,\frac{p\,z' l'^2}{\Theta' G}}{\frac{p\,l'^3}{3\,E J'}} = \frac{2\,z' E J'}{l'\,\Theta' G},$$

also doppelt so groß wie bei einer Einzellast in der Mitte.

Werden für E, J', Θ' und G die Werte eingesetzt, so erhält man

$$\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\alpha-\gamma)} = \frac{2 \cdot 13\,n}{5 \cdot 12},$$

und für $n = 3{,}08$ wird dieser Wert $= {}^4/_3$.

Die Werte von a' sind in der nachfolgenden Zahlentafel für verschiedene Winkel α zusammengestellt und in Fig. 7 dargestellt.

Werte von a', berechnet nach den Verfahren 2a) und 2b) für verschiedene Winkel α.

α	für eine Einzellast in der Mitte	für gleichmäßig verteilte Last
5°	0,598 a	0,428 a
10°	0,602 a	0,433 a
20°	0,610 a	0,446 a
30°	0,627 a	0,468 a
40°	0,650 a	0,502 a
45°	0,667 a	0,525 a
50°	0,685 a	0,550 a
60°	0,731 a	0,619 a
70°	0,793 a	0,707 a
80°	0,8795 a	0,830 a
90°	1,000 a	1,000 a

Es ist interessant, daß in beiden Fällen die Lage der Resultierenden unabhängig von der Größe der Belastung sein soll. Während aber nach dem ersteren Verfahren die Resultierende immer um das Maß $\frac{a}{3}$ bezw. $\frac{a}{2}$ aus der Mitte rückt, ist dieses Maß nach dem zweiten Verfahren stark abhängig von der Schräge. In beiden Fällen weicht aber die Lage der Resultierenden ganz erheblich von der Mitte ab.

Fig. 7.

Werte von a' für verschiedene Winkel α.

Bei dem ersteren Verfahren wird zwar die Formveränderung der ganzen Platte ohne irgend welche Kunstgriffe restlos von Auflager zu Auflager berücksichtigt; es dürfte aber doch in den meisten Fällen ungenauer sein, weil die gewählten Querschnitte nicht die kleinsten sind, das Gesetz vom Arbeitsminimum also nicht berücksichtigt wird [1]). Nur bei sehr breiten Platten mit geringer Stützweite dürften die Werte nach Verfahren 1) nahezu erreicht werden, Fig. 8. Sie dürften den Grenzfall für diese Platten bilden.

Fig. 8.

Schiefe Platte mit geringer Stützweite und breitem Auflager.

Auch das zweite Verfahren führt nicht zu völlig genauen Ergebnissen, weil ja die spitzen Dreiecke $A'i'i$ und $B'f'f$ ganz unberücksichtigt bleiben. Immerhin scheint nach einem Versuch mit einem 460 mm langen, 240 mm breiten und 3 mm dicken Blech bei $\alpha = 20^0$ und $a = 88$ mm die Sache bei Beanspruchung durch Einzellasten sehr gut zu stimmen.

Der Versuch wurde wie folgt gemacht: Wie aus Fig. 9 ersichtlich, wurde das Blech mit jedem Ende auf ein Rundeisen als Kipplager gelegt. Um partielle Verbiegungen an den Enden auszuschließen, war an jedem Ende unter das Blech ein Vierkanteisen von (8×8) qmm genietet, und um nicht gewünschte Auflagerpunkte als Folgen von Unebenheiten zu vermeiden, waren 2 Kupferdrähte um jedes Rundeisen gelegt, derart, daß die Platte nur an 4 Punkten auflag.

Um nun zu messen, wo die Resultierende liegt, wurde das eine Rundeisenauflager durch zwei Schnüre über Rollen mit einem Gegengewichtstab verbunden, derart, daß man es durch Belastung dieses Stabes heben konnte. Auf das Auflager wurde eine Wasserwage gesetzt und alsdann das Gewicht auf dem Gegengewichtstab derart verschoben, daß diese Wage beim Anlüften des Auflagers nicht ausschlug. Die Stellung des Gegengewichtes auf dem Stabe zeigte alsdann die Lage der Resultierenden.

Nach dem Verfahren 2) mußte hier für Einzellasten $a' = 0{,}61 \cdot 88$, also gleich 53,7 mm sein.

Es wurde deshalb zunächst das leere Blech so hingelegt, daß auch in diesem Zustande $a' = 53{,}7$ mm war. Alsdann wurde das Blech in der Mitte nacheinander mit 2, 5, 10 und 20 kg belastet, wobei kleine Unterlegscheiben zur Zentrierung dienten. Hierbei blieb a' ziemlich gleich 53,7 mm. Nur bei 20 kg schien die Resultierende noch bis um etwa 3 mm weiter nach der stumpfen Ecke hin zu rücken, was bei den gemachten Voraussetzungen nicht weiter verwunderlich ist. Legte man das leere Blech so hin, daß zunächst die Resultierende durch die Mitte ging, so wanderte sie bei der Belastung gleichfalls sehr rasch nach außen und erreichte bei 20 kg auch etwa $a' = 56$ mm. (Sehr genaue Untersuchungen sind natürlich bei der rohen Versuchsanordnung nicht möglich; möge diese Abhandlung eine Anregung für andre sein, die Sache eingehender zu prüfen.)

Fig. 9. Versuchseinrichtung.

Wie dieses Beispiel und die Rechnung zeigen, wird schon bei den meisten Platten die Resultierende aus dem mittleren Drittel hinausrücken und somit die spitze Ecke garnicht aufliegen oder sich partiell durchbiegen müssen. Die wirklich genaue Ermittlung der Verteilung der Drücke über das Auflager wird deshalb zu sehr umständlichen Rechnungen führen, die wohl kaum Eingang in die Praxis finden werden. Ueberhaupt bin ich der Ansicht, daß man schiefe Platten ruhig wie bisher berechnen kann. Man soll sich aber klar darüber sein, daß die Wirkung eine andre ist und daß man deshalb schiefe Platten nach Möglichkeit *vermeiden* soll.

Ebenso dürfte es nicht angebracht sein, rechteckige Betonplatten schief zu bewehren. Doch erscheint es wohl

[1]) Wenn ich trotzdem bei meiner »Untersuchung über die Kraftrichtung im schiefen Gewölbe« (Berlin 1910, Verlag der Tonindustrie-zeitung) dasselbe Verfahren benutzt habe, so kommt dies daher, weil die Querschnitte parallel den Widerlagern beim schiefen Gewölbe die einzigen sind, die sich in der Form gleich bleiben und deren Lage durch einfache Gesetze festliegt. Alle anders geneigten Querschnitte, insbesondere diejenigen senkrecht zu den Stirnflächen, sind gekrümmt, und zwar jeder Querschnitt wieder anders als die benachbarten. Die Tangenten an diesen Querschnitten liegen in windschiefen Ebenen. Infolge der Krümmung wächst natürlich das Trägheitsmoment des Querschnittes gegen Verbiegung und Verdrehung auch etwas, so daß die gewählte Annäherung dort berechtigt sein dürfte, um so mehr, als nur bei diesem Verfahren eine restlose Integration von Widerlager zu Widerlager mit noch einigermaßen übersichtlichen Formeln erreicht werden konnte.

rätlich, bei der Verteilung der Eisenstäbe in schiefen Eisenbetonplatten auf die Kräfteverteilung Rücksicht zu nehmen.

Ferner kann dies für die Auflager selbst erwünscht sein.

Man könnte auch bestrebt sein, die Auflager so zu gestalten, daß die Druckverteilung nachher in der Mitte oder doch im mittleren Drittel erfolgt. Dies läßt sich dadurch erreichen, daß man das Auflager unter dem spitzen Winkel um ein geringes Maß anhebt. Das Maß läßt sich nach den obigen Formeln leicht ermitteln, ändert sich aber mit der Last. Außerdem ist die Ausführung sehr schwierig. Man darf z. B. für eine an Ort und Stelle zu betonierende Platte nicht von vornherein das Auflager entsprechend gestalten, sondern muß die Drehung des Auflagers erst dann vornehmen, wenn die Eisenbetonplatte abgebunden hat.

Noch ein Rückschluß sei mir gestattet.

In meinem Buche »Untersuchungen über die Kraftrichtung im schiefen Gewölbe« (Berlin 1910, Verlag der Tonindustriezeitung) habe ich analog dem hier Gesagten aus der Formveränderung heraus die Kraftrichtung bestimmt. Dabei ist ein Druckliniengewölbe vorausgesetzt und der Einfluß etwaiger Momente vernachlässigt worden.

Es wurde gefunden, daß die Verkürzung des Bogens (durch Belastung, Temperaturabnahme, Schwinden des Betons usw.) zur Folge hat, daß die Kräfte mehr nach der stumpfen Ecke hin übertragen werden, während jede Verlängerung des Bogens (durch Entlastung, Temperaturzunahme) die Kräfte mehr nach den spitzen Ecken hintreibt.

Faßt man nun jedes Gewölbe als eine schiefe Platte auf (ein Dreigelenkbogen ist aus 2 schiefen Platten gebildet, die sich in der Mitte gegeneinander stemmen), so findet man ohne weiteres, daß bei Biegungsmomenten, welche oben Druck-, unten Zugspannung erzeugen, die Resultierende sich den stumpfen Ecken nähert, während bei Biegungsmomenten, die oben Zug-, unten Druckspannung hervorrufen, die Resultierende nach den spitzen Ecken hin wandert.

Zusammenfassung.

Es wird durch Anschauung, Rechnung und Versuch gezeigt, daß die Auflagerresultierende bei schiefen Platten auf 2 Stützen nicht in der Mitte der Stützen, sondern mehr nach den stumpfen Ecken hin liegt.

Es werden zwei Annäherungsverfahren zur Berechnung der Lage der Resultierenden für eine Einzellast in der Mitte sowie für gleichmäßig verteilte Last gegeben.

Auch wird noch darauf hingewiesen, daß bei schiefen Gewölben positive Momente (oben Druck-, unten Zugspannung) die Resultierende nach den stumpfen Ecken hin, negative Momente (oben Zug-, unten Druckspannung) sie nach den spitzen Ecken hin lenken.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 30. September 1912.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Juni 1912.
Vorsitzender: Hr. Frauendienst. Schriftführer: Hr. Fehlert.
Anwesend etwa 150 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Georg Hampel, Wilhelm Lehment, Karl Martini und Eduard Schwarz, deren Andenken die Versammlung durch Erheben von den Plätzen ehrt.

Die Versammlung erledigt Vereinsangelegenheiten.

Eingegangen 19. September 1912.

Bochumer Bezirksverein.

Am 22. Juni wurde der Bau des Kanales von Herne zum Rhein besichtigt.

Die Herren Regierungsbaumeister Prölß und Regierungsbauführer Hüttmann schilderten die Arbeiten für den Dammdurchstich am Dortmund-Ems-Kanal.

Eingegangen 16. September 1912.

Breslauer Bezirksverein.

Sitzung vom 7. September 1912.

Hr. Ingenieur Uhlig aus Berlin (Gast) führt kinematographische Aufnahmen aus verschiedenen Gebieten der Industrie vor und begleitet sie mit einem erläuternden Vortrag.

Eingegangen 7. Oktober 1912.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 30. Mai 1912.
Vorsitzender: Hr. Lewicki. Schriftführer: Hr. Andersen.
Anwesend 66 Mitglieder und 13 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes O. L. Kummer, dessen Andenken die Anwesenden durch Erheben von den Plätzen ehren.

Hr. F. Zeuner spricht über Zentrifugalpumpen.

Eingegangen 1. Oktober 1912.

Chemnitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. September 1912.
Vorsitzender: Hr. Biernatzki, dann Hr. Mühlmann.
Schriftführer: Hr. Weißbach.
Anwesend 61 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Mühlmann schildert seine Reiseeindrücke aus Amerika.

Eingegangen 19. September 1912.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Am 25. August wurde die Gummiwarenfabrik B. Polack A.-G. besichtigt.

Eingegangen 24. September 1912.

Mosel-Bezirksverein.

Sitzung vom 30. Juli 1912 in Diedenhofen.
Vorsitzender: Hr. Brennecke. Schriftführer: Hr. Bunge.
Anwesend 50 Mitglieder und 15 Gäste.

Hr. Oberingenieur C. Weizsaecker aus Mannheim (Gast) spricht über Neuerungen im Bau von Dampfturbinen.

Sitzung vom 31. August 1912 in Metz.
Vorsitzender: Hr. Brennecke. Schriftführer: Hr. Weber.
Anwesend 43 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Dr.-Ing. Klönne von der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. (Gast) spricht über die Entwicklung und den derzeitigen Stand des Baues von Hellinganlagen.

Eingegangen 1. Oktober 1912.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Juni 1912.
Vorsitzender: Hr. Beyer.
Anwesend 6 Mitglieder.

Die Versammlung erledigt Vereinsangelegenheiten.

Der Vorsitzende berichtet über die Besichtigung des Kalkwerkes Wapienno am 1. Juni 1912.

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Wirtschaft und Recht der Gegenwart. 1. und 2. Bd. Von Dr. L. v. Wiese. Tübingen 1912, J. C. B. Mohr (Paul Siebeck). 1209 S. mit 48 Fig. Preis 32 *M*.

Lehrbuch der Graphostatik. Von G. Ewerding. 2. Auflage. Stuttgart und Berlin 1912, Fr. Grub. 196 S. mit 350 Fig. Preis 5 *M*.

Der Widerstand und Antrieb von Schiffen. Von Dr.-Ing. Rothe. Berlin 1912, M. Krayn. 292 S. mit 150 Fig. Preis 10 *M*.

Feuerungstechnik. Zeitschrift für Bau und Betrieb feuerungstechnischer Anlagen. I. Jahrgang, 1. Heft. 1. Oktober 1912. Herausgegeben von W. Hassenstein. Leipzig 1912, Otto Spamer. 20 S. mit zahlreichen Figuren. Jährlich 24 Hefte. Bezugspreis vierteljährlich 4 ℳ.

Die neue Zeitschrift soll eine Sammelstelle für alle technischen und wissenschaftlichen Fragen des ein abgeschlossenes Ganzes bildenden Feuerungswesens sein, das bisher durch seine verschiedenen Anwendungsgebiete literarisch zersplittert war. Die Zeitschrift strebt danach, überall die Verbindung zwischen Wissenschaft bezw. Theorie einerseits und praktischer Anwendung anderseits zu suchen, und soll in erster Linie die Anwendung der wissenschaftlichen Erkenntnis zeigen; daneben will sie aber auch durch wertvolle theoretische Beiträge solcher Erkenntnis dienen.

Grundwasser und Quellen. Eine Hydrogeologie des Untergrundes. Von Dr. h. c. H. Höfer von Heimhalt. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 135 S. mit 51 Fig. Preis 4 ℳ.

Nach einem einleitenden Kapitel über Beschaffenheit und Beurteilung des Wassers wird die Sammlung der Grundwässer durch atmosphärische Niederschläge und deren Versickerung mit den durch Art der Niederschläge, Bodenbeschaffenheit, Bepflanzung und Art des Untergrundes bedingten Einflüssen besprochen; sodann werden die einzelnen Arten der Gebrauchswässer, wie Grundwasser, Felswasser, Quellen, Mineralquellen, mit ihrer Entstehung und ihren Eigenschaften eingehend erläutert. Ein kurzes Kapitel über die Wasserversorgung der Ortschaften beschließt das auch für Ingenieure recht brauchbare Buch.

Berechnung von Rahmenkonstruktionen mit mehreren Mittelstützen sowie vollständige Durchführung der Berechnung eines Rahmens mit Eiseneinlagen und einer quadratischen Platte mit Wasserbehälter aus Eisenbeton. Von Dr.-Ing. H. Pilgrim. Wiesbaden 1912, C. W. Kreidels Verlag. 21 S. mit 30 Fig. Preis 2,70 ℳ.

Die Wissenschaft. Sammlung naturwissenschaftlicher und mathematischer Monographien. Heft 43: Die Telephonie ohne Draht. Von Dr. K. Markau. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 126 S. mit 103 Fig. Preis 4,50 ℳ.

Temperaturmeßmethoden. Handbuch zum Gebrauch bei praktischen Temperaturmessungen. Von B. Thieme. Berlin 1912, M. Krayn. 160 S. mit 35 Fig. Preis 4 ℳ.

Sammlung elektrotechnischer Lehrhefte. Heft 5: Prinzip und Wirkungsweise der Wattmeter und Elektrizitätszähler für Gleich- und Wechselstrom. Von A. Königswerther. Leipzig 1912, Johann Ambrosius Barth. 72 S. mit 84 Fig. Preis 3,30 ℳ.

Kollegienhefte. Bd. V: Die Leichtmotoren. Ein Lehrbuch für die Studierenden des Maschinenbaues. Von Ph. Michel. Leipzig 1912, S. Hirzel. 92 S. mit 53 Fig. Preis 6 ℳ.

Desgl. Bd. VII. Wasserkraftmaschinen, deren einfache Berechnung und Konstruktion. Ein Lehrbuch für Studierende und Praktiker. 2. Teil: Die radialen Ueberdruckturbinen und die Wasserräder. Von O. Speidel. Leipzig 1912, S. Hirzel. 156 S. mit 107 Fig. Preis 6 ℳ.

Desgl. Bd. X: Grundzüge der Elektrotechnik. 1. Teil. Von H. Zipp. Leipzig 1912, S. Hirzel. 143 S. mit 123 Fig. Preis 6 ℳ.

Desgl. Bd. XI. Technische Mechanik. 2. Teil. Von M. Galka. Leipzig 1912, S. Hirzel. 192 S. mit 96 Fig. Preis 6 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Zur Beurteilung des Anwendungsgebietes von Starklichtquellen, insbesondere von Drehstromlampen. Von Schäffer. (ETZ 7. Nov. 12 S. 1155/58*) Bedingungen für die Beleuchtung großer Plätze. Benutzung hoch aufgehängter Lampen von großer Lichtstärke. Berücksichtigung der Blendung. Kosten. Stromverlauf im Drehstrom-Lichtbogen.

Neuerungen im Bau von Metalldampf-Gleichrichtern und ihre Erprobung in der Praxis. Von Schäffer. (ETZ 7. Nov. 12 S. 1164/68*) Verbesserungen am luftleeren Gefäß mit Rücksicht auf Rückzündungen. Messen der Luftleere auf elektrischem Wege. Gewicht, Spannungsabfall, Temperaturen des Gleichrichters. Betriebsergebnisse von Anlagen für 20, 80 und 300 KW.

Dampfkraftanlagen.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau. Von Münzinger. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 16. Nov. 12 S. 1859/63*) Wärmeausnutzung und Raumbedarf verschiedener Kesselbauarten. Zusammenstellung der Ergebnisse von Verdampfversuchen.

Wärme- und Spannungsverluste in Dampfleitungen. Von Hübel. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 8. Nov. 12 S. 474/79*) Wärmeschutz der Flanschverbindungen. Versuchsgeräte und Versuchsleitungen zum Prüfen von Wärmeschutzmitteln. Ergebnisse der Versuche. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Rebuilt Antung-Mukden Ry., China. Von Dobbins. (Eng. News 31. Okt. 12 S. 809/13*) Die während des japanisch-russischen Krieges als schmalspurige Militärbahn erbaute Bahn wird jetzt auf Normalspur umgebaut. Unterbau. Tunnelquerschnitte. Allgemeine Angaben über die eisernen Brücken und Durchlässe. Kosten.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 8. Nov. 12 S. 482/84*) Einphasenbetriebe der Spokane and Inland Empire- und der Rock Island and Southern-Bahn.

Norristown extension of Philadelphia and Western Ry. (El. Railw. Journ. 26. Okt. 12 S. 906/10*) Die Stadt Philadelphia ist mit Norristown durch eine 21,6 km lange elektrische Schnellbahnstrecke mit Stromschiene verbunden, die in 26 min zurückgelegt wird. Lageplan. Ansichten der Strecke.

Untersuchungen an Tunnel-Druckluftlokomotiven. Von Litz. (Glückauf 9. Nov. 12 S. 1825/32*) Untersuchungen an fünf 3/3-gekuppelten 11 t-Druckluftlokomotiven und zwei 4/4-gekuppelten 31 t-Lokomotiven von A. Borsig, die zur Gestein- und Geräteförderung beim Bau des Tunnels durch den Mont d'Or dienten.

Benzolelektrische Triebwagen. Von Weese. Forts. (Verk. Woche 9. Nov. 12 S. 109/14*) Schnitte durch die Maschine der Neuen Automobilgesellschaft. Elektrische Ausrüstung der Wagen. Schaltplan der AEG. Schluß folgt.

Freight house design and operation. Von Arn. (Eng. News 31. Okt. 12 S. 798/802*) Grundsätze für die Anordnung amerikanischer Güterschuppen. Gleispläne. Förder- und Verteilvorrichtungen. Kosten.

Eisenhüttenwesen.

Use of Mayari iron in foundry mixtures. Von Bent. (Iron Age 31. Okt. 12 S. 1028/31*) Aufbereitung und Verwendung der aus Cuba stammenden Erze. Prüfung des daraus gewonnenen Roheisens.

Electric iron-smelting at Trollhättan. (Engng. 8. Nov. 12 S. 630/35*) S. Zeitschriftenschau vom 5. Okt. 12. Verhalten des Mauerwerkes. Einfluß von Stromunterbrechungen. Schwefelgehalt des Eisens. Wirtschaftliches Ergebnis.

Die Wärmespeicher des Siemens-Martin-Ofens im Verlaufe der Ofenreise. Von Juon. Schluß. (Stahl u. Eisen 7. Nov. 12 S. 1869/75*) Verschlacken und Versetzen der Kammern.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die Bedeutung des Steifigkeitsverhältnisses bei einfachen Rahmenkonstruktionen. Von Scharff. Forts. (Arm. Beton Nov. 12 S. 419/29*) S. Zeitschriftenschau vom 26. Okt. 12. Schluß folgt.

Superstructure and erection of the Massena center bridge. (Eng. Rec. 2. Nov. 12 S. 489/91*) Ankertürme. Querverband und Anordnung der Fahrbahnträger. Aufstellarbeiten.

Zur Verbundfrage. Von v. Emperger. Forts. (Beton u. Eisen 8. Nov. 12 S. 412/13*) S. Zeitschriftenschau vom 9. Nov. 12. Forts. folgt.

Die Bewehrung gegen Verdrehen. Von Preuß. (Beton u. Eisen 8. Nov. 12 S. 408/12*) Eine gute Bewehrung wird durch schraubenförmige Eiseneinlagen im Sinne des Drehmomentes erreicht. Theoretische Untersuchungen der Spannungsverhältnisse.

Vierendeelbalken mit Kahneiseneinlagen. Von Scheudera. (Beton u. Eisen 8. Nov. 12 S. 399/400*) Bewehrung des Ober- und Untergurtes sowie der senkrechten Druckstäbe mit Kahneisen.

Eisenbetonbrücken im Bayerischen Wald. Von Müller. Schluß. (Beton u. Eisen 8. Nov. 12 S. 400/01*) Die Plattenbalken-

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

brücke über den Weißen Regen bei Regenstein-Kötzting hat eine Mittelöffnung von 13,8 m und 2 Seitenöffnungen von je 4,8 m Spannweite.

Die Risorgimento-Brücke über den Tiber in Rom. Von Marcus. Schluß. (Arm. Beton Nov. 12 S. 416/19*) Die Untersuchung ergibt, daß die statische Gliederung der Risorgimento-Brücke nicht zweckmäßig ist. Vergleich der berechneten Durchbiegung mit der gemessenen.

Brücke aus Eisenbeton über die Aa in Bocholt i. Westf. Von Funke. (Arm. Beton Nov. 12 S. 410/15*) Die Brücke ist als Rahmenbrücke mit 18 m Spannweite ausgebildet. Statische Berechnung. Plan der Eiseneinlagen. Schienenbefestigung. Lehrgerüst.

Berechnung von Behälterwänden in Eisenbeton. Von Gottschalk. (Beton u. Eisen 8. Nov. 12 S. 404/08*) Berechnung von Behältern mit sechseckigem und rechteckigem Grundriß mit Querverankerung. Angenommene Belastungen.

Anwendungsmöglichkeiten des Eisenbetons im Zechenbetriebe über Tage. Von Mautner. (Beton u. Eisen 8. Nov. 12 S. 402/04*) Verbindungsbrücke zwischen Hängebank und Kauengebäude auf Zeche Hermann I bis III als Vierendeelträger mit zwei Oeffnungen von je 13 m. Momentenverlauf und Bewehrung des Hauptträgers. Forts. folgt.

Die Dachkonstruktion über dem neuen Gasbehälter in Berlin-Tegel. Von Mecklenbeck. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 16. Nov. 12 S. 1858/59*) Bauliche Einzelheiten, Aufstellung.

Elektrotechnik.

Das Elektrizitätswerk Arniberg bei Amsteg. (Schweiz. Bauz 9. Nov. 12 S. 258*) Nachtrag zu dem in Zeitschriftenschau vom 16. Nov. 12 erwähnten Aufsatz. Abnahmeversuche.

A new high-speed electric generator. (Engineer 8. Nov. 12 S. 500*) Der Auszug aus einem Vortrage von Creedy behandelt eine neue Gleichstrommaschine, die eine Vereinigung einer Induktionsdynamo mit einem Umformer ist. Kennlinien und Schaltung.

Die Ursache der zusätzlichen Eisenverluste in umlaufenden glatten Ringankern. Beitrag zur Frage der drehenden Hysterese. Von Wild. (Mitt. Forschungsarb. Heft 125 S. 1/57*) s. Z. 1912 S. 1441.

Eine neue Methode zur Bestimmung der Leerlaufverluste einer Maschine. Von Ytterberg. (ETZ 7. Nov. 12 S. 1158/61*) Nach dem neuen Verfahren liest man beim Auslaufen der Maschine das Drehmoment an einem Strommesser und die Umlaufzahl an einem Spannungsmesser unmittelbar ab und ermittelt so das Verlust-Drehmoment als Abhängige der Umlaufzahl. Verwendung von Kinematographen und Oszillographen zur Aufnahme der Schaubilder.

Kühlrippentransformatoren. Von Vidmar. (El. u. Maschinenb. Wien 10. Nov. 12 S. 933/37*) Aufbau, Berechnung. Schluß folgt.

Die Herstellung der Kohleneelektroden für elektrometallurgische Zwecke. (Stahl u. Eisen 7. Nov. 12 S. 1857/65*) Mitteilungen über die Verfahren der Girod-Werke in Ugine, der Elektrodenfabrik Alb. Lessing in Nürnberg und der British Aluminium Co. in Greenock. Ansichten der Aufbereitmaschinen, Oefen und Pressen. Eingehender Quellennachweis.

Erd- und Wasserbau.

Die Rheinhafenanlagen in Basel und die Schiffahrt auf dem Oberrhein. (Schweiz. Bauz. 9. Nov. 12 S. 251/58*) Allgemeines über die Hafenanlagen. Zurzeit sind sieben Verladekrane von je 4 t Tragkraft mit elektrischem Antrieb und 15 bis 26 m Ausladung im Betrieb. Laufrollen eines oberen Kranbrücken-Wagens. Ueberblick über die Rheinschiffahrt.

Gasindustrie.

Die technischen Betriebe der Stadt Osnabrück. Von Schwers. (Journ. Gasb.-Wasserv. 9. Nov. 12 S. 1094/1100) Entwicklung des Gaswerkes und seiner Bauten, des Wasserwerkes, des Elektrizitätswerkes und der Straßenbahn.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Kanalisation der Stadt Suczawa. Von Thiem. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 8. Nov. 12 S. 705/09*) Zeichnerische Darstellung der Verzögerung beim Abfließen im Kanalnetz. Endsammler mit Rückhaltebecken. Die Kanäle haben Kreis- und Eiquerschnitt mit dem Achsenverhältnis 3 : 2. Schächte und Spülvorrichtungen. Querschnitt durch das Rückhaltebecken.

Design and construction of the O. K. Creek sewer, Kansas City, Missouri. (Eng. Rec. 2. Nov. 12 S. 480/82*) Regulierung des O. K. Creek, der 1500 ha entwässert. Der Querschnitt ist zum Teil eiförmig, zum Teil rechteckig. Bewehrung. Bauvorgang.

Versuche zur Reinigung des Zuleitungswassers für Marseille. Von Köhler. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 9. Nov. 12 S. 1101/06*) Beim Verfahren von Siemens-de Frise soll das Rohwasser vorgeklärt, gefiltert und dann durch Ozon entkeimt werden; in ähnlicher Weise arbeitet das Verfahren von Otto. Bei dem Verfahren von Puech-Chabal wird das Rohwasser vorgefiltert und dann mit ultravioletten Strahlen entkeimt. Vergleich der Verfahren.

A large bath house, White Sulphur Springs, W. Va. (Eng. News 31. Okt. 12 S. 795*) Das (12×31) qm große Schwimmbecken hat eine Tiefe von 2,75 m; die Umfassungswände bestehen aus Eisenbeton und sind 46 cm dick.

Gießerei.

A British metal briquetting machine. Von Chubb. (Am. Mach. 9. Nov. 12 S. 642/43*) Wirkungsweise der Druckwasser-Brikettpresse Bauart Denison-Korte. Angaben über die wirtschaftlichen Vorteile für Eisen- und Metallgießereien.

Hebezeuge.

Modern shop electric crane wiring. Von Bradshaw. (Am. Mach. 9. Nov. 12 S. 651/53*) Aufhängung der Leitungen bei Werkstätten- und Lagerplatzkranen. Unterstützung der Drähte. Stromschienen.

Heizung und Lüftung.

Die Kollektivausstellung des Verbandes Deutscher Zentralheizungs-Industrieller auf der Internationalen Hygiene-Ausstellung Dresden 1911. Von Recknagel. Forts. (Gesundhtsing. 9. Nov. 12 S. 855/58*) Heizkammern nach Rud. Otto Meyer, Hamburg, David Grove, Charlottenburg, und Hase, Dresden. Durchgang-Stoffilter von Möller, Brackwede. Verstellbare Watte- und Holzwolle-Luftfilter von Haberl, Berlin. Schluß folgt.

Niederdruckdampf-Gruppenheizung mit Kesseln für Braunkohlenschüttfeuerung. Von Tilly. (Gesundhtsing. 9. Nov. 12 S. 849/51*) Die Braunkohle wird in einer Vorfeuerung der Maschinenfabrik Fraenkel & Co., Leipzig, verbrannt. Versuchsergebnisse.

Hochbau.

Die trägerlose Eisenbetondecke. Von Mayer. (Deutsche Bauz. 9. Nov. 12 Beil. S. 162/66*) Theoretische Untersuchungen der Spannungsverhältnisse in einer rechteckigen Platte, die auf 4 Stützen ruht. Schluß folgt.

Holzbearbeitung.

Fortschritte auf dem Gebiete der Imprägnierungstechnik. Von Petritsch. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 10. Nov. 12 S. 937/44*) Wirtschaftlichkeit des Verfahrens. Neue Tränkmittel: Phenolverbindungen und kieselsaure Salze.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Ein Kohlenmagazin in Eisenbeton der Salenger-Werke in Norwegen. (Deutsche Bauz. 9. Nov. 12 Beil. S. 161/62*) Der (61,8 × 27,3) qm große Lagerraum wird durch ein Gewölbe von 16 m Pfeilhöhe überdeckt. In dem vordern Teil der Halle befindet sich noch ein zweites Gewölbe von 9.5 m lichter Weite, 6,5 m Pfeilhöhe und 25 m Länge. Die Kohlen werden über diesem kleinen Gewölbe und in dem hintern Teile der Haupthalle, wo das Gelände in Höhe des Scheitels des kleinen Gewölbes liegt, gelagert. Einzelheiten.

Luftschiffahrt.

Die Versuchsanlage für den Wettbewerb um den Kaiserpreis für den besten deutschen Flugzeugmotor. Von Bendemann. (Z. Ver. deutsch. Ing. 16. Nov. 12 S. 1845/52*) Allgemeines über Vorgeschichte und Verfahren der Versuchsanstalt in Adlershof bei Berlin. Pendelrahmen mit gleichachsig und außerachsig gelagerter Schraubenwelle zum Bestimmen der Drehmomente, Meßgeräte.

Whirling-table at East London College. Von Thurston. (Engng. 8. Nov. 12 S. 627/30*) Die 1910 erbaute Einrichtung dient zum Prüfen von Luftschrauben und von Gleitflächen. Messen des Achsschubes und des Kraftbedarfes der Schrauben.

The military aeroplane competition. (Engng. 8. Nov. 12 S. 647/48*) Der Auszug aus dem amtlichen Bericht über den Wettbewerb im August d. J. enthält die wichtigsten Ergebnisse sowie Angaben über die beteiligten Flugzeuge und ihre Gleitwinkel.

Maschinenteile.

Tensile tests of belts and splices. Von Miller. (Am. Mach. 2. Nov. 12 S. 609/11*) Zerreißversuche mit gewöhnlichen, Chromleder-, Balata- und Baumwollriemen und mit zahlreichen Riemenverbindern.

Charts for journal bearings. Von Pedersen. (Am. Mach. 2. Nov. 12 S. 599/604*) Formeln über die Abhängigkeit des zulässigen Lagerdruckes von der Zapfengeschwindigkeit. Ermittlung von Lauflänge und Durchmesser des Lagers. Bestimmung der höchsten Lagertemperatur und des Reibungsverlustes.

Materialkunde.

Mikroskopische Untersuchung einiger hochlegierter Sonderstähle. Von Fettweis. (Stahl u. Eisen 7. Nov. 12 S. 1866/69* mit 2 Taf.) Untersuchung von Karbidstählen mit Hülfe von Kupferammoniumchlorid und schwefliger Säure als Aetzmittel. Gefügebilder.

Steel cast locomotive frames. Von Cone. (Iron Age 31. Okt. 12 S. 1009/11*) Betrachtungen über den Wert der Wärme-

behandlung und über die Verwendung von Vanadium und Nickelstahlguß.

The fatigue failure of metals. Von Upton und Lewis. (Am. Mach. 9. Nov. 12 S. 633/35*) Allgemeines über den inneren Aufbau der Metalle. Einfluß der Ermüdung auf das Kleingefüge und auf die zulässige Inanspruchnahme. Forts. folgt.

Tufa cement, as manufactured and used on the Los Angeles aqueduct. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Okt. 12 S. 1191/1216*) Versuchsergebnisse mit dem bei den Wasserleitungsbauten in Los Angeles verwandten Tuffzement, der in einer städtischen Zementfabrik hergestellt wird. Vergleich mit andern Zementarten.

Meßgeräte und -verfahren.

Gas analysis in testing steam boilers. Von Cary. (Iron Age 31. Okt. 12 S. 1012/15*) Winke für schnelle Ausführung von Rauchgasuntersuchungen, zweckmäßige Entnahme der Proben, Prüfung von Dampfmaschinen und Dampfturbinen.

Metallbearbeitung.

36-in. duplex turret-head vertical boring-mill. (Engng. 8. Nov. 12 S. 653/54*) Das von Geo. Richards & Co., Manchester, gebaute Drehwerk hat 2 Tische von 914 mm Dmr. mit getrenntem Antrieb und 2 auf gemeinsamem Querschlitten geführte Drehköpfe.

Some examples of vertical milling. Von Baker. (Am. Mach. 2. Nov. 12 S. 595/98*) Bearbeitung von Gehäuseteilen und Grundplatten mit Stirnfräsern von großer Teilung auf der Cincinnati-Maschine. Einspannvorrichtungen.

Grinding and scraping compared. Von Groocock. (Am. Mach. 9. Nov. 12 S. 639/41*) Der Verfasser erörtert die Genauigkeit des Schabens und des Schleifens. Nach seiner Ansicht soll man beide Arten von Bearbeitung nebeneinander verwenden.

The elements of press design. Von Beyer. (Am. Mach. 9. Nov. 12 S. 645/48*) Wirkungsweise und Berechnung der Abmessungen des Schwungrades. Verschiedene Kranzquerschnitte. Forts. folgt.

Motorwagen und Fahrräder.

Motor car show at Olympia. (Engineer 8. Nov. 12 S. 489/92*) Einzelheiten der neuen Wolseley-Wagen, vergl. Zeitschriftenschau vom 16. Nov. 12, und der Crossley-Wagen. Forts. folgt.

A new variable speed hydraulic power transmission device applied to a motor truck. (Eng. News 31. Okt. 12 S. 806/08*) Das Getriebe der Universal Speed Control Co., New York, benutzt drei Gruppen von Kolbenpumpen, deren Stangen mit Kugelköpfen an gemeinsamen schwingenden Kurbelscheiben angreifen. Ein Versuchswagen ist ausgeführt worden.

Pumpen und Gebläse.

Belt-driven and motor-driven air-compressors. (Engng. 8. Nov. 12 S. 640/41*) Zwillingskompressor von Broom & Wade. High Wycombe, dessen Saugventil durch einen Hebeltrieb gesteuert wird.

Schiffs- und Seewesen.

Greek torpedo-boat destroyers »Lion«, »Panther«, »Hawk« and »Eagle«. (Engng. 8. Nov. 12 S. 642* mit 1 Taf.) Die Boote von rd. 1050 t Verdrängung und 32 Kn Geschwindigkeit sind von Cammel Laird & Co., Birkenhead, gebaut. Maschinen- und Kesselanlage, Geschützaufstellung.

Development in auxiliary units between exhaust-pipe and boiler. Von Weir. (Engng. 8. Nov. 12 S. 657/60*) Einzelheiten verschiedener Ausführungen von Uniflux-Kondensatoren für ortfeste und Schiffsanlagen. Vorteile der getrennten Luftpumpen. Vereinigte trockne und nasse Luftpumpen. Kreiselluftpumpen. Speisepumpen.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Four-cylinder vertical gas-engine. (Engng. 8. Nov. 12 S. 635*) Die für Mond-Gas bestimmte Maschine von Browett, Lindley & Co., Manchester, hat 483 mm Zyl.-Dmr. und 508 mm Hub und treibt eine Dynamo von 225 KW. Abnahmeversuche.

Versuche an einem Verbrennungsmotor. Von Richter. Schluß. (Dingler 9. Nov. 12 S. 710/13*) Bestimmung der höchsten Schleppkraft des Motors für verschiedene Brennstoffe durch Ueberlastungsversuche. Kennlinien und Zahlentafeln. Einfluß der Zylinderschmierung auf Schleppkraft und Wirkungsgrad.

Gaseous explosions. (Engng. 8. Nov. 12 S. 655/57*) Der vorliegende Bericht des von der British Association eingesetzten Ausschusses behandelt den Einfluß der Wandtemperatur, der Zylinderabmessungen, der Gasdichte und insbesondere von Wirbelungen auf die Wärmeverteilung im Gasgemisch.

Wasserkraftanlagen.

10000-horse-power high pressure turbines. Biaschina power station. (Engineer 8. Nov. 12 S. 482* mit 1 Taf.) Wiedergabe ausführlicher Schnittzeichnungen der von Escher, Wyß & Co. gebauten Freistrahlturbinen für 256 m Gefälle und 300 Uml./min, die bis zu 12000 PS leisten.

Ziegelei und Tonindustrie.

Neuerungen in der Ziegelindustrie. Von Benfey. Schluß. (Dingler 9. Nov. 12 S. 713/16*) Abschneidetisch ohne Wagen von Schmelzer & Schöpke, selbsttätige Abschneide- und Abnehmevorrichtung von Keller & Cie.

Rundschau.

Wasserhaltung mit Hochdruck-Turbinenpumpe. Eine in mehrfacher Hinsicht bemerkenswerte große Wasserhaltungsanlage wurde von dem Pumpen- und Gebläsewerk C. H. Jaeger & Co., Leipzig-Plagwitz, für die Bergwerksgesellschaft Hermann m. b. H. in Bork a. d. Lippe bei Dortmund geliefert. Diese Zeche, die gleich bei ihrem ersten Ausbau rd. 1000 m Teufe erreichte, hat mit sehr starken und häufig wechselnden Wasserzuflüssen zu rechnen. Nachdem die Bewältigung der Wassermengen in Anbetracht der großen Teufe zeitweise Schwierigkeiten verursacht hatte, wurde Mitte des Jahres 1911 zur Aufstellung des ersten Turbinen-Pumpensatzes geschritten.

Die minutliche Fördermenge einer Pumpe beträgt 5 cbm, die manometrische Gesamtförderhöhe rd. 1000 m, die minutliche Umlaufzahl 1480, der Kraftbedarf rd. 1500 PS. Diese Förderhöhe dürfte wenigstens in Deutschland zurzeit die größte sein, die von einer Turbinenpumpe überwunden wird. Die Laufräder, 14 an der Zahl, sind in zwei hintereinandergeschalteten Gehäusen untergebracht. Das Niederdruckgehäuse ist in Gußeisen, das Hochdruckgehäuse in Stahlguß ausgeführt. Die Bauart C. H. Jaeger[1]) ist durch die bekannte Stufenteilung und die unmittelbare Hintereinanderschaltung der Räder gekennzeichnet, wodurch das Innere der Pumpe leicht und sehr schnell zugänglich wird. Die Gehäuseteile werden durch kräftige Stahlbolzen zusammengehalten. Zum Antrieb dient ein 1700pferdiger Drehstrommotor von Weuste & Overbeck G. m. b. H. in Duisburg mit Schleifringanker und Bürsten-Abhebevorrichtung. Motor und Pumpenwellen sind durch bewegliche Kupplungen der Bauart C. H. Jaeger verbunden. Eine gemeinsame Grundplatte für den ganzen Maschinensatz ist nicht vorgesehen,

Fig. 1 und 2.

Vierzehnstufige Turbinenpumpe.

[1]) s. Z. 1904 S. 1005; 1905 S. 1186; 1906 S. 1720; 1909 S. 6.

vielmehr sind die beiden Pumpenhälften und der Motor auf getrennten Grundplatten befestigt.

Während des Jahres 1912 wurden zwei weitere genau gleiche Sätze nachbestellt, so daß die Anlage heute bei 50 vH Reserve gleichzeitig 10 cbm/min auf 1000 m heben kann. Bemerkenswert sind die hohe Betriebsicherheit und die außerordentlich einfache Bedienung. Schwierigkeiten in der Wasserförderung sind der Zeche seit der Inbetriebsetzung dieser Pumpen nicht wieder entstanden.

Fig. 1 und 2 zeigen den im Verhältnis zur Leistung sehr geringen Raumbedarf eines der drei Maschinensätze.

Eine Hafenanlage für Berlin-Neukölln, die einen Kostenaufwand von rd. 3,5 Mill. ℳ erfordern wird, ist jetzt beschlossen worden. Der Hafen soll im Anschluß an den Neuköllner Schiffahrtskanal zwischen diesem und Köllnische Allee, Grenz Allee, Ringbahn so angelegt werden, daß Eisenbahnanschluß an die Ringbahn möglich wird und sich eine bequeme Einfahrt in das Hafenbecken ergibt. In seiner Nähe wird die Schleuse liegen, die den noch fertig auszubauenden Kanal mit dem Teltow-Kanal verbinden soll, damit eine einfache und genügende Spülung vorhanden ist. Die Anlage zerfällt dadurch in einen Oberhafen von 10000 qm Wasserfläche und einen Unterhafen von 7000 qm Wasserfläche. Der Oberhafen besteht wiederum aus einem Vorhafen und dem eigentlichen, dem Umschlag dienenden 350 m langen und 35 m breiten Hafenbecken. Im Oberhafen sollen jährlich 1,5 Mill. t umgeschlagen werden. (Deutsche Bauzeitung 13. November 1912)

Verwendung von hochwertigem Flußeisen für Brückenbauten über den Kaiser Wilhelm-Kanal. Für einen Teil der neuen Brücken wird Flußeisen von 44 bis 51 kg/qmm Festigkeit und einer Mindestdehnung von 20 vH verwandt. Die Spannungen dürfen bei diesem hochwertigen Eisen die des gewöhnlichen Flußeisens von 37 bis 44 kg/qmm Festigkeit um 20 vH übersteigen. Zurzeit wird eine im Brückenbauamt entworfene Straßen Drehbrücke aus hochwertigem Flußeisen ausgeführt. Die Entfernung der Drehpfeiler beträgt 94 m. Als größte Beanspruchung bei Berücksichtigung sämtlicher Einflüsse sind 1500 kg/qcm zugelassen, während bei Verwendung des gewöhnlichen Flußeisens 1250 kg/qcm gewählt worden wären. (Der Eisenbau November 1912)

Die **Einführung von Eisenbahnmotorwagen mit Dampfbetrieb auf den badischen Staatsbahnen** ist in kurzer Zeit zu erwarten. Wie eine den Landständen zugegangene Denkschrift ausführt, hat man sich nicht für die sechsachsigen Akkumulatorenwagen, ähnlich den in Preußen benutzten, sondern für die württembergischen Dampfwagen Bauart Kittel entschieden, weil diese auf den in Aussicht genommenen Versuchstrecken geringere Zugförderkosten ergeben sollen. Dampfwagen der bayerischen Bauart und benzol-elektrische Wagen sind wegen unzureichender Leistungsfähigkeit von vornherein ausgeschieden worden. Neben drei Dampfwagen sollen zunächst auch fünf $^2/_3$-gekuppelte Heißdampf-Tenderlokomotiven der leichten bayerischen Bauart für die Förderung von leichten Zügen beschafft werden, bei denen der Lokomotivführer zugleich Zugführer- und der Heizer zugleich Schaffnerdienste versieht. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 9. November 1912)

Elektrische Bestrahlanlagen zur Erhöhung des Ertrages von Aeckern sind von der Elektrizitäts-A.-G. vormals Kolben & Co. in Prag auf dem Gute Petrovic bei Prag eingerichtet worden und sollen bei der Ernte 1911 zu sehr bemerkenswerten Erfolgen geführt haben. Auf dem Gute war eine Fläche von 35 ha bestrahlt worden, die trotz der den ganzen Sommer hindurch herrschenden Dürre eine bedeutend günstigere Ernte ergeben hat als sonst. Bei manchen Bodenerzeugnissen ist der Ertrag sogar doppelt so groß gewesen wie auf gleich großen benachbarten Aeckern, die demselben Großgrundbesitze angehören, jedoch nicht bestrahlt worden waren.

Der Boden wird in Petrovic wie auch bei andern Elektro-Kulturanlagen dadurch beeinflußt, daß man einen elektrischen Strom von hoher Spannung aus einem Netz in die Erde ausstrahlen läßt. In Petrovic sind 60 Holzmasten mit Porzellanisolatoren an der Spitze aufgestellt, an denen Stahldrähte befestigt sind, die in Abständen von je 100 m quer über das Feld laufen. Auf diese Drähte stützt sich das eigentliche Strahlnetz, das aus Stahldrähten von nur 0,2 mm Dmr. in Abständen von je 10 m besteht. Wesentlich hierbei ist die geringe Dicke der Drähte, die das Ausstrahlen befördert. Das Netz liegt 4 m über dem Erdboden. Die landwirtschaftlichen Fuhrwerke können also darunter verkehren, und die Feldarbeiten werden durch das Netz nicht gestört.

Die Ladestelle für das Strahlnetz enthält als wesentliche Teile einen Quecksilberunterbrecher, einen Transformator und die Gleichrichtventile. Der Strom wird zunächst in dem Quecksilberunterbrecher in Wechselstrom von hoher Frequenz umgewandelt. Eine hohe Frequenz ist auch dort Bedingung, wo man bereits Wechselstrom von der üblichen Periodenzahl hat. Die Wechselstromspannung wird sodann in dem Transformator auf rd. 100000 V erhöht und der Strom durch Ventile, vermutlich Quecksilberdampfgeräte, gleichgerichtet. Das Gleichrichten ist unbedingt erforderlich, da Wechselstrom auf den Boden nicht chemisch einwirkt. Der Verbrauch an Strom ist nicht groß; er betrug in Petrovic rd. 2 Amp bei 120 V.

Die Bestrahlanlage war täglich nur einige Stunden lang in Tätigkeit. Bei Regen und großer Hitze wurde sie ausgeschaltet; denn bei Regen werden die elektrischen Einrichtungen infolge der verminderten Isolation des Netzes überlastet, und bei Hitze, wenn es den Pflanzen an Feuchtigkeit mangelt, wirkt die elektrische Bestrahlung schädlich. Eine genaue Untersuchung über die Wirksamkeit und die Ergebnisse unter Berücksichtigung der Bodenart, der Witterung und sonstiger Einflüsse ist leider nicht veröffentlicht worden. In Petrovic soll nicht nur das Wachstum der Pflanzen günstig beeinflußt, sondern auch die Güte der Früchte gehoben worden sein. Bei manchen Feldfrüchten soll bei genügender Größe des Ackers der Mehrertrag des ersten Jahres bereits die Anlagekosten decken. (ETZ 24. Oktober 1912)

Betriebseröffnung der Mittenwaldbahn. Die 47 km lange Teilstrecke Innsbruck-Scharnitz-Reichsgrenze der tirolischen Mittenwaldbahn ist am 26. Oktober mit elektrischem Betriebe dem Verkehr übergeben worden, nachdem der Dampfbetrieb auf der 18 km langen bayerischen Strecke Garmisch-Mittenwald bereits am 1. Juli aufgenommen worden war. Auf der bayerischen Strecke kann der elektrische Betrieb erst ungefähr um die Jahreswende eingeführt werden. Unsere früheren Mitteilungen über die Mittenwaldbahn[1]) sind noch durch folgende Angaben zu ergänzen und zu berichtigen. Die ganze mit Wechselstrom von 15000 V und 15 Per./sk zu betreibende, von Innsbruck-Westbahnhof über Scharnitz, Reichsgrenze, Mittenwald, Garmisch-Partenkirchen, Griesen und Leermos nach Reutte führende Bahn wird rd. 115 km lang, wovon rd. 48 km auf die erste österreichische Strecke Innsbruck-Reichsgrenze, 23 km auf die bayerische Strecke Reichsgrenze-Garmisch-Partenkirchen, 13 km auf die noch nicht eröffnete Linie Garmisch-Griesen und rd. 31 km auf die zweite österreichische Strecke Griesen-Reutte entfallen. Der Fahrpark besteht vorläufig aus neun Lokomotiven von 800 bis 1000 PS Motorleistung, aus sieben dreiachsigen Wagen erster und zweiter, sieben zweiachsigen Wagen zweiter und 18 zweiachsigen Wagen dritter Klasse. Die Lokomotiven können einzeln einen 100 bis 124 t schweren Zug aus sechs Wagen mit zusammen 240 Fahrgästen befördern. Auch bei Verwendung einer zweiten Lokomotive für Verdopplung des Zuggewichtes ist nur ein Lokomotivführer erforderlich. Mit Rücksicht auf die in Bayern übliche Bremseinrichtung, und um einen Wagenwechsel beim späteren Durchgangverkehr zu vermeiden, wird die in Oesterreich übliche selbsttätige Westinghouse-Bremse mit einer Zusatzbremse, Bauart Hardy, verwendet.

Ein neues Parseval-Luftschiff, PL 17, ist vor kurzem in Bitterfeld für die Heeresverwaltung eines Auslandstaates fertiggestellt worden. Die Herstellung hat nur zwei Monate erfordert. Der schlanker gehaltene Tragkörper hat 3000 kg nutzbaren Auftrieb. Die Betriebstoffe reichen für mehr als 20 st ununterbrochene Fahrt aus. Am 9. Oktober hat das Luftschiff eine sechsstündige Probefahrt ausgeführt. Es hat eine Gondel mit zwei sechszylindrigen Maybach-Motoren von je 150 bis 160 PS Leistung, die zwei Luftschrauben antreiben. Die Schrauben haben je vier nachgiebige Flügel aus Stahlblech von weniger als 1 mm Dicke. Die Eigengeschwindigkeit des Luftschiffes beträgt 19 m/sk, übersteigt also die Geschwindigkeit der bisherigen Parseval-Luftschiffe beträchtlich. Die von Metzeler & Co. gelieferte Hülle ist vollständig mit Aluminium getränkt. Um den Tragkörper laufen viele als feine Linien sichtbare Spannbänder, die die Last der Gondel über einen Tragsaum gleichmäßig auf die Hülle verteilen und diese wesentlich widerstandsfähiger machen. (Deutsche Luftfahrer-Zeitschrift 24. Oktober 1912)

---

[1]) s. Z. 1912 S. 1137 und 1298.

Schienen aus Manganstahl auf der Central-London-Bahn. Die Herz- und Kreuzstücke aus Manganstahl, die die Central-London-Bahn bald nach ihrer Eröffnung vor 10 Jahren verlegt hat, befinden sich noch immer in gutem Zustand. Bei dem lebhaften Verkehr der Bahn sollen die Stücke aus gewöhnlichem Stahl nur 3 bis 6 Monate gehalten haben. Der Preis der Manganstahlschienen ist so bemessen, daß ihre Verwendung bei einer Lebensdauer von 3 bis 4 Jahren noch wirtschaftlich sein würde. Demnach bedeutet ihre Verwendung während 10 Jahre und mehr eine erhebliche Ersparnis. Dazu kommt der Fortfall der Betriebstörungen durch das Auswechseln kurzlebiger Schienen, der auf einer so verkehrsreichen Bahn besonders ins Gewicht fällt. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 6. November 1912)

Erdgas in den Vereinigten Staaten. Die Ausbeute an Erdgas betrug im Jahre 1911 etwas über 14 Milliarden cbm, was gegenüber dem Vorjahr eine kleine Abnahme bedeutet. In manchen Staaten, insbesondere in Ohio und Indiana, hat der Zufluß des Erdgases derartig bedeutend abgenommen, daß man davon absieht, weiteres Kapital in die damit zusammenhängenden Unternehmungen zu stecken. (Engng. 8. November 1912)

Am Sonnabend den 9. d. Mts. ist in der Technischen Hochschule Charlottenburg das **Denkmal Franz Reuleaux'**, das ihm von Schülern und Freunden errichtet worden ist, enthüllt worden. Die Feier, zu der technische Wissenschaft und technische Industrie zahlreiche Vertreter entsandt hatten, wurde durch einen Festakt in dem Lichthofe der Hochschule eingeleitet. In der Festrede pries Professor Wilhelm Hartmann, der langjährige Mitarbeiter Reuleaux', in zündenden Worten dessen Bedeutung für die Entwicklung der technischen Wissenschaft, vor allem für die Kinematik, sowie seine hervorragende Stellung als Lehrer. Einige Modelle der von Reuleaux angelegten, in ihrer Art einzigen Sammlung dienten zur eindrucksvollen Unterstützung des Gesagten. Festgesang des Berliner Lehrer-Gesangvereines leitete die Feier ein und schloß sie. Sodann wurde das im Park der Hochschule aufgestellte Denkmal enthüllt und von dem derzeitigen Rektor, Professor Josse, in die Obhut der Hochschule übernommen. Auf einem etwa 8 m hohen Felsenaufbau zeigt eine starke Platte das Bronzerelief von Reuleaux' Brustbild; darunter die Worte: »Franz Reuleaux, Dem Forscher und Lehrer, Ergründer des Zusammenhanges der Technik mit Wissenschaft und Leben«. Zwei Bronzegestalten am Fuße des Aufbaues verkörpern Theorie und Praxis. Das Denkmal ist ein Werk des Bildhauers Röttger in Berlin.

Patentbericht.

Kl. 7. Nr. 244054. Beförderung des Walzgutes von einem Walzwerk zu einem nebenliegenden. Maschinenbau-A.-G. vorm. Gebrüder Klein, Dahlbruch. Der vom Walzwerk kommende Stab *a* wird durch die Schneidvorrichtung *b* in zwei Hälften zerlegt; die vordere *c* wird durch Ueberwerfer *d* über Führungsbügel *e* hinweg auf den Rollgang *f* und durch diesen mit der Schnittfläche voran zu dem zweiten Walzwerk gebracht, die zweite Hälfte *g* gelangt durch Bügel *h* über die Rollen *f* hinweg zu einer Schwenkrinne *i*, die nach Verarbeitung von *c* angehoben, um 180° gedreht und wieder gesenkt wird, wobei *g* so auf den Rollgang *f* gelegt wird, daß es ebenfalls mit der Schnittfläche voran zum zweiten Walzwerk gelangt.

Kl. 27. Nr. 244734. Kühlvorrichtung für Kreiselverdichter oder Gasturbinen. C. Pfleiderer, Braunschweig. Das Gas gelangt von *a* aus durch das Laufrad *b* in die Leitvorrichtung *c*, dann durch den Umführkanal *d* zum Laufrad *e* der zweiten Druckstufe und in gleicher Weise durch die übrigen Stufen zum Stutzen *f*. Das bei *g* eintretende Kühlmittel verteilt sich zunächst im Ringraum *h*, tritt durch die hohlen Schaufeln der Leitvorrichtung *c* in den Raum *i*, wird an Rippen *k* radial nach innen und dann wieder nach außen geführt und fließt, nachdem es in gleicher Weise durch alle Druckstufen geführt ist und das Gas auf seinem ganzen Wege begleitet hat, bei *l* ab. Gas und Kühlmittel können auch im Gegenstrom geführt werden.

Kl. 59. Nr. 244522. Schiebersteuerung für Pumpen und Motoren. Hydraulik-G. m. b. H., Duisburg. Während des Saugens verbindet der durch den Exzenterzapfen *a* bewegte Schieber *b* den Kanal *c* mit dem Saugrohr *d*, so daß Wasser durch *c* und das Rohr *e* in den Zylinder *f* eintritt. Während des Drückens öffnet *b* den Kanal *g*, so daß das Wasser durch das Rohr *h* und *g* in das Druckrohr *i* tritt. Ringnuten *k*, *l*, die ständig von *d* aus mit Wasser gefüllt gehalten werden, verhindern das Eindringen von Luft in den Pumpenraum *m*.

Kl. 49. Nr. 245479. Abdrehen von Eisenbahnradreifen. Kalker Werkzeugmaschinenfabrik Breuer, Schumacher & Co. A.-G., Kalk bei Köln. Auf dem während der Dreharbeit feststehenden Schieber *a* sind nebeneinander die Schieber *b* und *c* für die zur Bearbeitung des Spurkranzes und übereinander die Schieber *d* und *e* für die zur Bearbeitung der Reifenfläche dienenden Werkzeuge angeordnet. *a* trägt die Schablone *f* mit den Ausschnitten *g*, *h* zur Führung der Spurkranzwerkzeuge und die Schablone *i* mit dem Ausschnitt *k* zur Führung der Laufflächenwerkzeuge. Zapfen *l* an den Schiebern *b*, *c*, *d* und *e*, die in die Ausschnitte fassen, vermitteln die Führung.

Zuschriften an die Redaktion.

Die Ausnutzung hoher Luftleere in Dampfturbinen bei kleinen Austrittsquerschnitten.

Sehr geehrte Redaktion!

Bezugnehmend auf den Aufsatz in dieser Zeitschrift 1912 S. 995 »Die Ausnutzung hoher Luftleere in Dampfturbinen bei kleinen Austrittsquerschnitten« von Dipl.-Ing. F. Lösel, gestatte ich mir folgende Bemerkungen zu machen:

Das allgemeine Versuchsergebnis, daß bei gleicher Stundendampfmenge, nahezu gleichen Anfangsbedingungen des Dampfes vor der Turbine und der Mehrzahl der einzelnen Stufen die Leistung der Turbine mit zunehmendem Vakuum > 90 vH wesentlich zunimmt, obwohl das kritische Druckverhältnis $\frac{p_{m10}}{p_{10}}$ bei Verwendung parallelwandiger Leitkanäle in den letzten Stufen wesentlich unterschritten wird, ist eine mit wünschenswerter Deutlichkeit bekannt gegebene Bestätigung der im Maschinenbau-Laboratorium der Technischen Hochschule Berlin gefundenen Forschungsergebnisse, worüber Hr. Geh. Reg.-Rat Professor Josse in seinem Vortrage »Neuere Versuche über Strömungsvorgänge usw.«[1]) bereits im November v. J. eingehend berichtet hat. Dort sind auch die Mittel zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit von Turbinen allgemein angegeben, während Hr. Lösel dieselben Mittel nur für die letzten beiden Stufen der untersuchten Turbine anwenden will.

Die weitere Feststellung, daß in allen Stufen die Anfangsdrücke höher liegen, als seinerzeit bei der Berechnung ermittelt wurde, ist ein nur für den vorliegenden Fall zutreffendes Ergebnis, welches damit zu begründen ist, daß bei der ausgeführten Maschine der Querschnitt der ersten Stufe allein um rd. 11,9 vH zu groß ausgeführt wurde, also rd.

[1]) Z. d. f. g. T. 1911 S. 535 u. f.

Fig. 1.

Entropiediagramm der Turbine A für 96 vH Luftleere.

11,9 vH mehr Dampf hindurchgeht, als rechnungsmäßig angenommen ist.

Dagegen sind die in Zahlentafel 5 des Löselschen Aufsatzes wiedergegebenen Wirkungsgrade der meisten Turbinenstufen sowie das allgemeine Verhalten der Geschwindigkeitskoeffizienten φ und ψ und auch die zahlenmäßige Größe insbesondere der Werte ψ meines Erachtens nicht zutreffend, wie nachfolgende Betrachtung zeigen soll:

Hr. Lösel hat nämlich durch Druck- und Temperaturmessung nur den Dampfzustand vor Stufe I, VI, IX und X bestimmt. Insbesondere ist der Verlauf der der weiteren Bearbeitung zugrunde gelegten Zustandskurve im Entropiediagramm größtenteils willkürlich gewählt; im vorliegenden Fall wurde nahezu ein geradliniger Verlauf zwischen Stufe I und VI sowie zwischen Stufe VI und IX, Fig. 1, angenommen. Der wirkliche Verlauf ist aber eine hiervon abweichende Kurve, wie in Fig. 1 beispielsweise strichpunktiert dargestellt ist. Die Wirkungsgrade der einzelnen Turbinenstufen wurden nun durch Abgreifen der Wärmegefälle bei der adiabatischen und bei der angenommenen Zustandskurve bei dem gegebenen Anfangs- und Enddruck ermittelt. Nun bedingt aber ein Unterschied $\Delta(\Delta\lambda)$ z. B. von $\pm$ 0,5 bis 1 WE des ausgenutzten Wärmegefälles für eine Stufe eine Abweichung von rd. 5 bis 10 vH bei Bestimmung des Stufenwirkungsgrades, da die in Betracht kommenden Wärmegefälle verhältnismäßig klein sind; z. B. für Stufe I:

nach angenommener Zustandskurve Lösel $\frac{8}{17,1} = 0,456$

» » » Christlein $\frac{7}{17,2} = 0,406$.

Die weitere Verarbeitung dieser angenommenen Wirkungsgrade für so weitgehende Folgerungen, wie z. B. Ermittlung der Schaufelkoeffizienten ψ, ist daher nicht statthaft, besonders, da auch die Ermittlung der Koeffizienten der Leitschaufeln $\varphi = \frac{c_1}{c_0}$ mit Benutzung der Kontinuitätsgleichung sehr ungenau ist und häufig zu hohe Werte ergibt (vergl. Z. f. d. g. T. 1912 S. 169). In Wirklichkeit findet nämlich bei Verwendung von Leitvorrichtungen mit gekrümmter Achse und schrägem Einlauf beim Durchströmen eine Verzerrung der wirksamen Strahlquerschnitte p = konst. gegenüber den rechnungsmäßig angenommenen Normalquerschnitten der Leitvorrichtung statt (vergl. Stodola, Die Dampfturbinen 1910 S. 95 bis 97).

Bei Aufstellung der Bilanz der einzelnen Stufen ist ferner die Wiederverwertung der Auslaßgeschwindigkeit, welche besonders in voll beaufschlagten Stufen von Einfluß ist, unberücksichtigt geblieben.

Die als Restglied ermittelten Werte des Schaufelkoeffizienten ψ haben aus obigen Gründen nun keinerlei Anspruch auf Genauigkeit mehr, weder dem allgemeinen Verhalten nach (vergl. $\psi = f(\gamma)$ für Rad I bis VII, Fig. 16 S. 1002), noch als Zahlenwerte ψ = 0,47 bis 0,73, welche größtenteils viel zu niedrig sind. Durch eingehende Versuche, die demnächst veröffentlicht werden, habe ich das allgemeine Verhalten $\psi = f(w_1)$ für verschiedene Schaufelprofile festgestellt. Auch hierüber hat Hr. Professor Josse in dem oben angegebenen Vortrage schon kurz berichtet (wiedergegeben in Z. f. d. g. T. 1911 S. 536).

Endlich ist die von Hrn. Lösel gegebene Darstellung der Vorgänge über den Verlauf der Expansion im Spalt bei Stufe X nicht zutreffend. Bei ausgesprochener Spaltexpansion findet nämlich eine Ablenkung der Achse des Strahles von der geometrischen Achse der Leitvorrichtung statt (vergl. Z. f. d. g. T. 1912 S. 183). Der Geschwindigkeitsplan nach Lösel sei in Fig. 2 wiedergegeben. Hieraus ergibt sich ein Schaufelkoeffizient ψ = rd. 0,795 (nach Lösel ψ = 0,688), ferner eine Auslaßgeschwindigkeit c_2 = 200 m/sk, entsprechend V_a = 4,78 WE/kg (nach Lösel V_a = 1,5 WE/kg). Wahrscheinlich liegt hier ein Rechenfehler und ein Meßfehler vor. Der Geschwindigkeitsplan für den Fall, wo die Expansion von p_{m10} bis auf den niedrigen Gegendruck p_{11} ausschließlich im Spalt gedacht ist, sei in Fig. 3 dargestellt. Als wahrscheinlicher Wert des Geschwindigkeitskoeffizienten sei φ = 0,95 angenommen.

Fig. 2.

Nach Lösel: Geschwindigkeitsplan für Stufe X.

Fig. 3.

Nach Christlein: Geschwindigkeitsplan für Stufe X.

Der konstruktiv gegebene Austrittswinkel der Leitschaufel ist hierbei nach Zahlentafel 3, Z. 1912 S. 998, α = 14°, die Strahlablenkung aus der geometrischen Achse der schräg abgeschnittenen Leitvorrichtung würde bei reiner Spaltexpansion ω = rd. 17° betragen; der wirkliche Austrittswinkel des Dampfstrahles ist also $\alpha + \omega$ = 31°. Bei u = 141 m/sk Umfanggeschwindigkeit müßte nun der relative Eintrittswinkel α_1' der Laufschaufel rd. 40° betragen, um stoßfreien Eintritt zu erzielen. Es würde daher, da als relativer Eintrittswinkel in die Laufschaufel nur α_1 = 26° ausgeführt ist, bei Betrieb mit hohem Vakuum von rd. 96 vH ein Stoß im Betrage von rd. 14° auf den Rücken der Laufschaufel auftreten, womit zusätzliche Verluste verbunden wären.

Da ein Gütegrad der Stufe X η_g = 0,554 bei einem Vakuum von 96 vH gemessen wurde, müßte ungefähr ein Schaufelkoeffizient ψ = 0.82 vorhanden sein, also ein wesentlich höherer Wert, als Hr. Lösel angibt, der aber nach meinen bis jetzt vorliegenden Messungen gut möglich ist.

In Wirklichkeit aber wird bei der geringen Spaltbreite der Stufe X (3 mm axial gemessen) sowohl eine Teilexpansion in der Leitvorrichtung bezw. im Spalt vor dem Laufrad als auch eine Teilexpansion in der Laufschaufel selbst (Reaktionswirkung) stattfinden. Auf die sehr verwickelten Erscheinungen, die sich vorläufig aber noch nicht genau genug verfolgen lassen, werde ich bei späteren Veröffentlichungen eingehen, wenn ein weiterer Teil meiner zurzeit noch in Arbeit befindlichen Versuchsergebnisse veröffentlicht ist.

Die Löselsche Bearbeitung der Versuchsergebnisse ist aber ein typisches Beispiel dafür, daß man mit einfachen Annahmen und wenig Messungen auf indirekte Weise Beziehungen finden kann, die physikalisch nie vorhanden und ebenso unmöglich sind. Auch erübrigt es sich meines Erachtens, solche unmöglichen Ergebnisse wie z. B. $\psi = f(\gamma)$, Fig. 16 S. 1002, durch Hinweis auf andre Forschungen noch besonders zu begründen.

Zum Schluß möchte ich daher ausdrücklich feststellen, daß mit so wenig Messungen eine nur halbwegs befriedigende

Bestimmung so vieler unbekannter Größen, wie sie beispielsweise an einer 10stufigen Turbine gleichzeitig vorhanden sind, nie erreicht werden kann.

Charlottenburg, 11. Juli 1912. Hochachtungsvoll

Dr.-Ing. Paul Christlein.

Sehr geehrte Redaktion!

Ich habe aus meinen Versuchsergebnissen Schlüsse abgeleitet, die meines Erachtens bei Berücksichtigung in Ausführungen von Turbinen eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit versprechen. Hierbei habe ich auf zwei Mittel hingewiesen: 1) Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit bei den letzten Stufen und 2) Anwendung von Schaufeln mit größerer axialer Breite, d. h. Schaufeln mit sanfterer Krümmung bei Rädern, die schon mit verhältnismäßig dünnem Dampf arbeiten. Die Auffassung Hrn. Christleins, daß die von mir vorgeschlagenen Verbesserungsmittel mit den von Josse in Z. f. d. g. T. 1911 S. 536 angegebenen gleich seien, ist irrig. Denn Josse erwähnt dort nur die Erhöhung der Dampf- und Umfangsgeschwindigkeiten bis zu der von ihm angegebenen günstigsten Grenze. Die Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit kann nicht beliebig gemacht werden. Man muß auch das Beaufschlagungsverhältnis[1]) und die Radreibung berücksichtigen, um die günstigste Umfangsgeschwindigkeit zu einer bestimmten Dampfgeschwindigkeit zu erhalten. Nur bei ganz großen Einheiten sind die Hochdruckräder voll beaufschlagt. In dem Fall sind die Ventilationsverluste am kleinsten. Das günstigste Beaufschlagungsverhältnis kann nur durch den Versuch ermittelt werden. Da zu jeder Dampfgeschwindigkeit ein bestimmtes günstigstes Beaufschlagungsverhältnis gehört, so müßte für ein bestimmtes Rad auch in dieser Richtung die beste Umfangsgeschwindigkeit, also der Raddurchmesser für beste Wirtschaftlichkeit ermittelt werden. Für den Bau der Hochdruckräder sind also außer den von Josse-Christlein[2]) angegebenen günstigsten Dampfgeschwindigkeitsverhältnissen noch die vorstehend angeführten Gesichtspunkte zu berücksichtigen. Aus diesem Grunde bin ich der Meinung, daß die Anwendung der Umfangsgeschwindigkeiten[3]) von rd. 220 m/sk, also Raddurchmesser von 1400 mm bei 3000 Uml./min im Hochdruckteil, vom Standpunkt der Wirtschaftlichkeit zu hoch gegriffen ist. Für eine 1000 KW-Turbine wäre in dem Falle das erste Rad nur etwa auf 1/4 bis 1/5 des Umfanges beaufschlagt. Deswegen halte ich es nur für praktisch, in den letzten Stufen mit hohen Geschwindigkeiten zu arbeiten, da sich hier von selbst ein höherer Wert von $\frac{u}{c_1}$ als günstigster ergibt und da man auch dann den von Josse hervorgehobenen Vorteil kürzerer Laufradschaufellängen erreicht. Für 3000 KW-Turbinen bei 3000 Uml./min ist man von vornherein gezwungen, einen Raddurchmesser von 1400 mm zu benutzen, um für die letzten Räder nicht übermäßig lange Schaufeln zu erhalten. Wählt man für das erste Rad ein Wärmegefälle von 45 WE, so ist die günstigste Umfangsgeschwindigkeit etwa 140 m/sk, entsprechend einem $\frac{u}{c_1}$ = rd. 0,24 für 1 kg/sk Dampf.

u m/sk	c_0 m/sk	c_1 m/sk	L_i PS	L_R PS	L_e PS	
100	612	590	114	5	109	$L_{e\,max}$ rd. 119 PSe, bei u = rd. 140 m/sk
150	612	590	157	40	117	für 1 kg/sk Dampfmenge
200	612	590	182	167	15	

u = Umfangsgeschwindigkeit,
c_1 = Dampfgeschwindigkeit beim Austritt aus dem Leitrad,
L_i = indizierte Leistung für 1 kg/sk Dampf in PS,
L_R = Radreibung in PS,
$L_e = L_i - L_R$ effektive Leistung in PS.

In Fig. 4 ist L_e in Abhängigkeit von $\frac{u}{c_1}$ aufgetragen. Ferner zeigt Fig. 4 den Vergleich des günstigsten Raddurchmessers für ein Hochdruck- und ein Niederdruckrad, sowie die Wirkungsgrade[4]) für kleine (1 kg/sk Dampf oder etwa 500 KW-Maschine), mittlere (3 kg/sk Dampf oder etwa 1500 KW-Maschine) und große Einheiten (6 kg/sk Dampf oder etwa 3000 KW-Maschine).

Aus Fig. 4 geht hervor: Die günstigsten Raddurchmesser für das Hochdruckrad wachsen mit der Leistung bis auf etwa 1200 mm für die 3000 KW-Einheit, die wohl vorläufig als größte Maschine für 3000 Umläufe anzusehen ist. Die günstigsten Raddurchmesser für die Niederdruckräder liegen durchwegs höher, so hoch, daß man sie in der Praxis heute **nicht** erreicht. Für die 3000 KW-Einheit wäre dieser Raddurchmesser etwa = 1800 mm, entsprechend einer Geschwindigkeit von 284 m/sk. Für Hochdruckräder noch größere Durchmesser zu wählen, als sich nach Fig. 4 als günstigste Werte ergeben, wäre verfehlt, da man hierdurch die Wirtschaftlichkeit nur verringern würde.

Fig. 4.

a, b, c bezieht sich auf das erste Hochdruckrad
a', b', c' bezieht sich auf das letzte Niederdruckrad
a, a' Schaulinie der Leistung L_e für 6 kg Dampf sekundlich
b, b' Schaulinie der Leistung L_e für 3 kg Dampf sekundlich
c, c' Schaulinie der Leistung L_e für 1 kg Dampf sekundlich
A, B, C theoretische Leistung für 6, 3, 1 kg Dampf sekundlich
für 6, 3, 1 kg Dampf sekundlich: d Schaulinie der höchsten Wirkungsgrade $\frac{L_e}{L_{th}}$ für das Hochdruckrad; e Schaulinie der höchsten Wirkungsgrade $\frac{L_{th}}{L_e}$ für das Niederdruckrad

Die Verluste in einer Stufe setzen sich zusammen aus: Leitradverlust V_ξ, Laufschaufelverlust V_ψ, Radreibungsverlust V_R, Undichtheitsverlust V_u und Auslaßverlust V_a, so daß der Gesamtverlust $V = V_\xi + V_\psi + V_R + V_a + V_u$; die rechnerische Ermittlung der einzelnen Werte ist auf S. 1001 meines Aufsatzes angegeben. Bei der Vorausberechnung einer Turbine werden diese einzelnen Verluste berechnet und in das Entropiediagramm eingetragen, dem man wiederum die spezifischen Dampfvolumen längs der so gefundenen Zustandslinie entnimmt; mit Hülfe dieser Werte bestimmt man die erforderlichen Leitradquerschnitte. Dies ist die altbewährte und überall verwendete Berechnungsart von Stodola für Räder Zoellyscher Bauart (Turbinen mit einfachen Druckstufen). Es ist nun naheliegend, aus der durch den Versuch ermittelten Zustandslinie im Entropiediagramm die einzelnen Verluste zurückzurechnen. Der Turbinenbauer hat hierbei das Hauptinteresse am Leitrad- und Laufradschaufelverlust. Dieser ist weitaus am größten, weshalb ich auch in meinen Versuchsergebnissen gerade hierauf besonders hingewiesen habe. Bei dieser Ermittlung von V_ψ und ψ zeigen sich wesentlich höhere Verlustziffern in den Laufschaufeln, als man sonst annahm. Dies muß unbedingt einen Grund haben. Ich kann mir den Unterschied zunächst nur aus der Tatsache heraus erklären, daß die Versuchswerte von Christlein-Josse nur an ruhenden Schaufeln vorgenommen worden sind und daß an der bewegten Radschaufel im Dampf noch größere Verluste auftreten. Dieser Zuwachs an Verlusten gegenüber den an ruhenden Schaufeln gemessenen kann auf Wirbelbildung in den Stellen der Schaufel, die nicht unmittelbar vom Dampfstrahl getroffen werden, zurückgeführt werden. Man muß aus Herstellungsgründen besonders bei eingegossenen Leitradschaufeln, die heute allgemein verwendet werden, die Laufradschaufel länger machen, als der Strahlbreite entsprechen würde. Darauf, daß die an ruhenden Schaufeln gemessenen ψ-Werte sich nicht ohne weiteres auf die bewegten Schaufeln anwenden

[1]) Z. f. d. g. T. 1911 S. 535 u. f.
[2]) ebenda.
[3]) ebenda.
[4]) Die ψ-Werte wurden der Figur 3, S. 536 d. Z. f. d. g. T., entnommen.

lassen, hat schon Stodola verwiesen und empfohlen, Versuche an bewegten Schaufeln in größerem Maßstab auszuführen. Bisher sind derartige Versuche meines Wissens in der Literatur nicht bekannt geworden, und so konnte ich meine Werte in keiner Weise mit andern Ergebnissen vergleichen, wie dies nach der Ansicht des Hrn. Christlein nötig gewesen wäre. Allein mit den Werten von Josse-Christlein sind sie nicht vergleichbar, wie dies Hr. Christlein fälschlich tut, weil sie auf ganz andrer Versuchsgrundlage ermittelt worden sind. Wenn diese Versuchsart auch sehr »einfach« ist, wie Hr. Christlein meint, so bleibt sie doch der einzige Weg für den Praktiker, sich so wichtige Zahlen für die Turbinenberechnung aus solchen Versuchen an in Betrieb befindlichen Turbinen zu verschaffen. Die in meinem Bericht erwähnten beiden Turbinen sind sicher für ihre Größe äußerst wirtschaftlich, und ich meine, daß an solchen Einheiten wohl keine besseren Dampfverbrauchzahlen zurzeit möglich sind. Ich betone hierbei, daß die von mir angegebenen Werte einwandfreien Wasser- und Leistungsmessungen entstammen und daher nicht etwa mit den Reklamezahlen mancher Firmen zu vergleichen sind. Wenn ich nun nach einer gebräuchlichen Rechnungsart Verlustwerte finde, die größer sind, als z. B. Hr. Christlein in seinen noch zu veröffentlichenden Versuchsergebnissen findet, so ist noch kein Grund vorhanden, diese größeren Verlustwerte als unmöglich hinzustellen. Der Umstand, daß in der Turbine größere Verluste auftreten, als die an ruhenden Schaufeln gemessenen ψ-Werte angeben, ist bekannt, und es wird ihm bei der Dampfverbrauchrechnung durch Einstellung eines Sicherheitszuschlages Rechnung getragen. Dieser Umstand kann nur durch weitere Versuche gleicher Art an im Betrieb befindlichen Turbinen geklärt werden. Eine einfache Messung, die den praktischen Verhältnissen angepaßt ist, dürfte wohl noch immer wertvoller sein als solche, die sich bloß auf ideale, also nie vorhandene Verhältnisse beziehen. Man kann dann behaupten, daß solche Versuchsergebnisse trotz umständlichster und genauester Messung für die Praxis nicht verwendbar sind.

Im folgenden wird ψ rechnerisch aus der Verlustsumme $V_a + V_\psi$ ermittelt.

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck Fig. 5 ergibt sich:

$$c_2 = \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2\,u\,w_2 \cos \alpha_2}$$

$$V_\psi + V_a = V - V_\varphi - V_R - V_u;$$

$V_\psi + V_a$ läßt sich aus den Versuchswerten ermitteln.

Fig. 5.

w_2 c_2 α_2 u

Es ist $w_2 = \psi\,w_1$,

$w_2^2 = \psi^2\,w_1^2$;

Auslaßverlust

$$V_a = \frac{c_2^2}{2 \cdot 428\,g}\ \text{WE};$$

$$= \frac{u^2 + w_2^2 - 2\,u\,w_2 \cos \alpha_2}{2\,g\,428};$$

nach Einsetzung des Wertes für w_2 ist

$$(V_a + V_\psi)\,2\,g\,428 = w_1^2 + u^2 - 2\,u\,w_1\,\psi \cos \alpha_2,$$

hieraus

$$\psi = \frac{w_1^2 + u^2 - (V_\psi + V_a)\,2\,g\,428}{2\,u \cos \alpha_2\,w_1}$$

$$\psi = \frac{w_1^2 + u^2 - 2\,g\,428\,(V - V_\varphi - V_R - V_u)}{2\,u \cos \alpha_2\,w_1} \quad . \quad . \quad (\text{I}).$$

In Gl. (I) ist nur ψ unbekannt und kann berechnet werden. Hierbei ist V_R auf Grund der bekannten Radreibungsformel von Stodola ermittelt worden. Die Größen V_φ, V_R und V_u sind mit genügender Sicherheit bestimmt worden. Hierbei ist nur noch angenommen worden, daß die ganze Auslaßgeschwindigkeit c_2 verloren geht, was für diese kleinen Einheiten sicher zutrifft: denn die Hoch- und alle Niederdruckräder sind teilweise beaufschlagt, ferner liegen Austrittkante der Laufradschaufel und nächste Eintrittkante der Leitradschaufel zuweit entfernt voneinander. Und außerdem ist der Eintrittwinkel der Leitradschaufel nicht für stoßfreien Eintritt ausgebildet, um mit niedrigeren Schaufeln bei möglichst kleinem Austrittwinkel $\alpha = 14^0$ auszukommen.

Die Ausrechnung von ψ in der von Hrn. Christlein durchgeführten Weise ist unrichtig. Hr. Christlein hat zunächst übersehen, daß in dem Wirkungsgrad der X. Stufe (S. 1000) schon der Auslaßverlust enthalten ist; denn der Endzustand $\lambda = 606{,}5$ WE entspricht dem Kondensatorzustand. Der Fehler in der Christleinschen Rechnung geht aus folgender Untersuchung hervor:

Der Gesamtverlust in der X. Stufe ist $V = 18{,}5$ WE und setzt sich wieder zusammen aus V_φ, V_R, V_u, V_ψ, V_a.

Aus dem Geschwindigkeitsdiagramm mit Berücksichtigung der von Hrn. Christlein angegebenen Strahlablenkung von 17^0 ergibt sich:

$c_1 = 536$ m/sk,
$w_1 = 421$ » } hierbei wurde $\psi = 0{,}82$ gesetzt, wie Hr.
$w_2 = 345$ » } Christlein ermittelt hat,
$c_2 = 233$ »,
$\alpha_2 = 30^0$;

sonach ergeben sich folgende Verlustwerte:

$V_\varphi = 6{,}77$ WE wie früher (Z. 1912 S. 1000),
$V_\psi = 6{,}95$ » nach Christlein,
$V_R = 0{,}151$ »
$V_u = 0{,}057$ »
$V_a = 6{,}52$ »

$\Sigma V = 20{,}448$ WE gegenüber einem wirklichen Verlust von nur 18,5 WE.

Nun wäre aber noch in ΣV ein Stoßverlust zu berücksichtigen; denn wenn die von Hrn. Christlein angegebene Strahlablenkung wirklich vorhanden gewesen wäre, so müßte man einen wesentlichen Betrag als Stoßverlust in die Rechnung stellen. Dieser Stoßverlust muß immer vom Verlust V_ψ abgetrennt werden; denn man versteht unter ψ die Verlustziffer in der Laufradschaufel bei stoßfreiem Eintritt. Daß auch die von Hrn. Christlein angegebene Strahlablenkung von 17^0 unmöglich ist, geht schon daraus hervor, daß im Fall einer so großen Strahlablenkung niemals die gemessene Leistung der letzten beiden Stufen erreichbar gewesen wäre. Beispielsweise liefert die Stufe X (s. Zahlentafel 5 S. 1000):

$$L_{e_X} = \text{rd.}\ L_{i_X} = \text{rd.}\ \frac{m\,(c_{1u} + c_{2u})\,u}{75} = \frac{1{,}39\,(c_{1u} + c_{2u})\,141}{75 \cdot 9{,}81} = \text{rd.}\ 183\ \text{PS}.$$

Hieraus ist $c_{1u} + c_{2u} = 688$ m/sk.

Hierbei müßte sich aus dem Geschwindigkeitsdiagramm $\psi > 1$ ergeben, was undenkbar ist. Daraus folgt, daß zunächst die Strahlablenkung, wenn schon überhaupt vorhanden, nicht in dem Maß aufgetreten sein kann, wie Hr. Christlein angenommen hat. Auch die Entspannung des Dampfes nach dem Vorgang der Reaktion mit etwa halbem Reaktionsgrad in der X. Stufe läßt sich mit den gemessenen Verlusten und der erreichten Leistung nicht vereinbaren. Hierbei werde vorausgesetzt, daß im Leitrad etwa das kritische Wärmegefälle (rd. 20 WE) und im Laufrad das übrige, etwa 21,5 WE, umgesetzt wurde. Die von Hrn. Christlein gezeichnete geänderte Zustandslinie im Entropiediagramm würde einen noch größeren Verlust V_ψ bedingen, also in schärfstem Widerspruch zu seiner am Schlusse gezogenen Folgerung über die ψ-Werte stehen. — Inzwischen wurde mir bekannt, daß die Schaufelwinkel der Turbine A nicht ganz mit denen der Turbine B übereinstimmen. Es sind demnach die ψ-Werte nochmals angegeben, wie sie sich für die eingetragenen, an der Turbine A wirklich vorhandenen Winkel ergeben, s. die Zahlentafel.

Stufe	Leitrad $\measuredangle\,\alpha$	Laufradschaufel $\measuredangle\,\alpha_1$	Laufradschaufel $\measuredangle\,\alpha_2$	ψ [1])	ψ nach Josse	ψ nach Christlein
I	14^0	24^0	24^0	0,676 [2])	0,75	0,83
II	14^0	24^0	24^0	0,799	0,76	0,84
III	14^0	24^0	24^0	0,742	0,76	0,84
IV	14^0	24^0	24^0	0,650	0,76	0,84
V	14^0	24^0	24^0	0,568	0,76	0,84
VI	14^0	24^0	24^0	0,519	0,77	0,86
VII	14^0	24^0	24^0	0,45	0,77	0,86
VIII	14^0	24^0	24^0	0,53	0,76	0,84
IX	14^0	24^0	30^0	0,705	0,78	0,86
X	14^0	24^0	30^0 [1])	0,856	0,8	0,87

[1]) ohne Rücksicht auf Strahlablenkung.

[2]) Dieser Wert ist im Vergleich zum Werte des II. Rades sehr niedrig. Auch für das erste Leitrad dürfte ein Undichtheitsverlust V_u vorhanden sein.

Die ψ-Werte nach Josse-Christlein liegen durchweg höher; der Unterschied tritt jedoch bei der Stufe VII am schärfsten hervor, und es bleibt der Verlauf der Schaulinie Fig. 16 S. 1002 auch für die Werte in der Zahlentafel bestehen. Hiernach gibt es nur die schon eingangs erwähnte Aufklärung, daß eben die Verluste in der Laufradschaufel einer im Betrieb befindlichen Turbine größer als an ruhenden Schaufeln sind; ferner, daß dieser Verlust V_ψ besonders von der Schaufelkrümmung abhängt und, je schärfer diese Krümmung ist, desto größer wird. Daraus folgt meines Erachtens ein

in meinem Aufsatz erwähntes zweites Mittel[1]) zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit, nämlich die Verwendung höherer Schaufeln, also mit sanfterer Krümmung, besonders für dünnen Dampf. Dieser Umstand erscheint mir besonders wichtig, weil gerade der Verlust V_ψ am größten ist. Nach meinem Erachten gibt es für jede Schaufel von bestimmter Krümmung in verschiedenen Dampfdichten verschiedene Grenzgeschwindigkeiten, bis zu denen ψ wächst. Diese Höchstwerte von ψ sind nun an die Schärfe der Krümmung und an die Dampfdichte gebunden. Je schärfer die Krümmung, um so tiefer liegt der Scheitel der $\psi = f(w)$-Linie. Ferner, je dünner der Dampf bei gleichem Krümmungshalbmesser, desto kleiner ist ψ_{max}. Am ungünstigsten stellen sich also Laufradschaufeln von kleinem Krümmungshalbmesser (also kleiner axialer Höhe), die in dünnem Dampf umlaufen; s. Werte für Stufe VII. Man hält den Schaufelaustrittswinkel α_2 klein, um eine möglichst hohe Radleistung L_i zu erhalten. Daß man mit α_2 weit heruntergehen kann, zeigen die Schaufelverhältnisse an Turbine B, Zahlentafel 3 S. 998. Da mit einem kleinen α_2 eine starke Querschnittsverengung verbunden ist, so muß man bei den letzten Stufen α_2 größer halten, um genügenden Austrittsquerschnitt zu bekommen.

Fig. 6.

In Fig. 6 ist eine Schar Linien eingezeichnet, die zwar nicht maßstäblich zu nehmen sind, die aber meine an die Abhängigkeit des Wertes ψ geknüpfte Betrachtung veranschaulichen. Hierbei gelten die vollen Linien für ein Schaufelprofil mit scharfer Krümmung, also auch kleiner axialer Höhe, die gestrichelten Linien für ein Schaufelprofil mit schwacher Krümmung und größerer axialer Höhe. Im Ausdruck Krümmung sind sowohl der Krümmungshalbmesser als auch der Umlenkungswinkel $\alpha_1 + \alpha_2$, Fig. 7, zusammengefaßt.

Fig. 7.

Steht die Auffassung nach Fig. 6 im Einklang mit dem heutigen Turbinenbau? Hierzu bemerke ich kurz folgendes:

Die Verminderung der Stufenzahlen bei den vielstufigen Druckturbinen mußte aus dem Grunde billigerer Erzeugung vorgenommen werden, da sich die vielstufige Scheibenturbine naturgemäß wesentlich teurer als die zweistufige Curtis-Turbine stellt.

Die Verminderung der Stufenzahlen und die Einführung des Curtis-Rades bei der Parsons-Turbine geschah aus Gründen der Betriebsicherheit.

Daß auch Firmen, die vielstufige Druckturbinen ursprünglich gebaut hatten, zur Einführung des Curtis-Rades übergingen, hängt wiederum mit der Verminderung der Erzeugungskosten zusammen. Man versucht diese Tatsache auch mit einer Erhöhung der Betriebsicherheit zu verbinden, allein die Praxis hat erwiesen, daß die vielstufige Zoelly-Turbine ohne Curtis-Rad hinsichtlich Betriebsicherheit der vereinigten Curtis-Zoelly-Turbine ebenbürtig, an Wirtschaftlichkeit aber ihr überlegen ist.

Um die Wirtschaftlichkeit der Curtis-Zoelly-Turbine zu erhöhen, hat man die Zahl der einfachen Druckstufen erhöht, die Wirkungsweise des Curtis-Rades abgeschwächt. Die Druckstufen arbeiten hierbei mit Dampfgeschwindigkeiten $c_1 =$ rd. 350 m/sk, die Curtis-Stufe mit $c_1 =$ rd. 750 m/sk; im allgemeinen richtet sich die Zahl der hintereinander geschalteten einfachen Druckstufen nach der Modellgröße, in der Voraussetzung, daß die größere Einheit besonders wirtschaftlich arbeiten und daher die größere Stufenzahl erhalten soll. Der Dampfverbrauch ist auch tatsächlich hierdurch verbessert worden. Hierin liegt nun ein schroffer Gegensatz zu dem Verbesserungsvorschlage der Herren Josse und Christlein, der bei Anwendung auf die Parsons-Turbine noch stärker hervortritt. Bei den Parsons-Turbinen ist erwiesen, daß die alten zweigehäusigen Turbinen mit hoher Stufenzahl, also kleinen Dampfgeschwindigkeiten, die höchste Wirtschaftlichkeit aufweisen, und daß diese bei Verringerung der Stufenzahl abgenommen hat. Es zeigt sich auch, daß die vereinigte Curtis-Parsons-Turbine die großen, zweigehäusigen, reinen Parsons-Turbinen an Wirtschaftlichkeit nicht erreicht.

Zum Schluß sei noch eine Vergleichsrechnung erwähnt: Eine 3000 KW-Turbine bei 3000 Uml./min gibt unter Annahme der ψ- und φ-Werte von Josse-Christlein einen Wirkungsgrad von 76 vH, d. i. einen Dampfverbrauch von 3,7 kg für 1 PS_e-st bei 12 at, 300°, 96 vH Luftleere, unter Annahme meiner Werte 67,2 vH oder einen Dampfverbrauch von 4,2 kg/PS_e-st. Ziffern wie 76 vH Wirkungsgrad sind überhaupt noch nicht beobachtet worden. 3000 KW-Einheiten der Bauart Zoelly arbeiten erfahrungsgemäß mit einem Wirkungsgrad von 67 bis 68 vH und einem Dampfverbrauch von rd. 4,2 kg/PS_e-st = rd. 5,9 kg/KW-st bei den angegebenen Dampfzuständen. Aus eigenen Versuchen kann ich noch folgendes berichten: Ein zweikränziges Curtis-Rad mit $u = 141$ m/sk, $c_1 = 750$ m zeigte beim Versuch einen Wirkungsgrad von 0,54; mit dem ψ-Werte nach Josse-Christlein für die Relativgeschwindigkeit $w_1 = 482$ m/sk, $\psi = 0{,}87$, würde sich ein $\eta = 0{,}58$ ergeben.

$G = 1{,}87$ kg/sk Dampf	$N_R = \beta\, \sigma^3 u^3 \gamma = 52$ PS
$H_0 = 75$ WE adiabat. Gefälle	$L_i = 300$ PS_i
$L_{th} = 428$ PS	$L_e = 300 - 52 = 248$ PS
Raddmr. = 900 mm	$\eta = \frac{248}{428} = 0{,}58$
$\beta = \frac{16}{10^6}$	
$\gamma = \frac{1}{0{,}7}$	

Rechnet man nun zurück mit dem wirklichen $\eta = 0{,}54$, wie der Versuch ergab, so kommt man auf $\psi = 0{,}77$, also wieder auf einen viel kleineren Wert als nach Josse-Christlein. Auch hier sieht man, daß die bewegte Schaufel am Curtis-Rad mit wesentlich höheren Verlusten als die ruhende arbeitet. Gerade die Curtis-Schaufel mit ihrer äußerst scharfen Krümmung zeigt besonders hohe Schaufelverluste. Es zeigt sich ferner, daß der zweite Kranz nur wenig an der Leistungsabgabe beteiligt ist, so daß also der erste Kranz hauptsächlich die Arbeit abgibt. Das vorerwähnte Curtis-Rad bildet den Hochdruckteil einer Curtis-Parsons-Turbine von rd 1000 KW Leistung. Geht man mit der Umfangsgeschwindigkeit am Curtis-Rad noch höher, so erreicht man noch einen Gewinn, da die Schaufelkrümmung geringer wird. Auch die Abnutzungsweise an Curtis-Schaufeln hat erwiesen, daß sich an der scharfen Krümmung ungemein starke Wirbel bilden. Dies bestätigt die von Stodola erwähnte Erscheinung von der starken Verschiedenheit der Geschwindigkeit im gleichen Dampfstrahl an der Schaufelwand gegenüber der offenen Seite. In einer scharfen Krümmung tritt geradezu ein Stoß auf, ähnlich wie bei einer ebenen Platte.

Hochachtungsvoll

F. Lösel.

Sehr geehrte Redaktion!

In der Besprechung des Werkes: »Die Dampfturbinen« von Stodola (Z. 1910 S. 1909) habe ich darauf hingewiesen, daß es im allgemeinen unzulässig sei, den Dampfverbrauch einer für geringe Luftleere gebauten Turbine auf hohe Luftleere mit unveränderlichem thermodynamischem Wirkungsgrad umzurechnen. Hr. Lösel wendet sich in seinem Aufsatz auf S. 995 gegen diesen Satz und bringt eine Reihe von Versuchsergebnissen an einer Zoelly-Turbine, aus denen er den Schluß zieht, daß bei dieser für 90 vH Luftleere gebauten Turbine der thermodynamische Wirkungsgrad zwischen 90 und 96 vH Luftleere nahezu unveränderlich, eine derartige Umrechnung des Dampfverbrauches mithin zulässig sei. Gegen diese Schlußfolgerung läßt sich folgendes einwenden:

Die Behauptung des Verfassers, daß der Wirkungsgrad der vorliegenden Turbine zwischen 90 und 96 vH Luftleere unveränderlich sei, ist unzutreffend; vielmehr nimmt der Wirkungsgrad mit zunehmender Luftleere merkbar ab, wie im nachfolgenden bewiesen werden soll. Zum Beweis sollen die Versuche an Turbine A (ohne Bänder) herangezogen werden

[1]) Hiervon ist in dem von Hrn. Christlein angezogenen Aufsatz von Josse nichts erwähnt.

Zahlentafel 1.

Versuch Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
p_1 . . . . . . at abs.	11,0	11,2	11,0	11,0	11,2	11,2	11,1	11,2	11,2	aus Zahlentafel 2, S. 997, entnommen
t_1 . . . . . . °C	273	279	295,5	295,5	296	294	297	292	299,8	
p_a . . . . . . at abs.	0,101	0,097	0,085	0,0642	0,0527	0,0465	0,0446	0,0433	0,0419	
L . . . . . . KW	580,5	584,1	595,3	612,5	640,7	645,8	643,4	644,1	654,4	
η_1	0,521	0,522	0,522	0,519	0,522	0,521	0,517	0,518	0,516	
L_w . . . . . . KW	630,5	634,1	645,3	662,5	690,7	695,8	693,4	694,1	704,4	$= L + 50$
η_{w1}'	0,566	0,567	0,566	0,561	0,563	0.5615	0,557	0,558	0,556	$= \eta_1 \frac{L_w}{L}$
η_{w1}	0,572	0,572	0,566	0,561	0,563	0,562	0,556	0,559	0,555	umgerechnet auf 295°
ε_1	109,0	115,5	129,5	171,5	213,0	241	249	259	267	$= \frac{p_1}{p_a}$

Es soll bezeichnen:

Index 0 den Zustand vor dem Ventil,
» 1 » » » » ersten Leitrad,
» a » » im Abdampfstutzen,
p, t, τ Druck, Temperatur, Ueberhitzung,
L die Leistung an den Klemmen der Dynamo,
L_w » » » der Turbinenwelle,
η den thermodynamischen Wirkungsgrad bezogen auf L,
η_w » » » » L_w,

$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_a}$.

Die Erfahrung lehrt, daß der thermodynamische Wirkungsgrad einer gegebenen Turbine η_{w1}, bezogen auf p_1, t_1, p_a und L_w, in gewissen Grenzen praktisch unveränderlich ist, wenn ε_1, τ_1 und die Leitradquerschnitte gleichbleiben. Für eine Darstellung von η abhängig von ε_1 ist es demnach erforderlich, die Leistung der Turbine L_w zugrunde zu legen und alle Werte auf gleiche Ueberhitzung τ_1 umzurechnen. Der Einfluß von τ_1 auf η ist bekannt; er beträgt etwa $\pm$ 0,01 η für je $\pm$ 20° Ueberhitzung. Für geringe Leistungsunterschiede, wie im vorliegenden Fall, kann es sich erübrigen, auf die Turbinenleistung L_w zurückzugehen; im allgemeinen darf jedoch nicht darauf verzichtet werden, weil sonst der mit der Belastung veränderliche Wirkungsgrad der Dynamomaschine das Ergebnis verschleiert. Auch in der nachstehenden Rechnung ist im Interesse der Allgemeingültigkeit des Verfahrens der Wirkungsgrad auf die Leistung an der Turbinenwelle L_w bezogen. Die Kurve $\eta_{w1} = f(\varepsilon_1)$ wird im allgemeinen einen Verlauf nach Fig 1 haben. Ist diese Kurve für eine Turbine durch Versuche ermittelt, so ist es einfach, den Dampfverbrauch dieser Turbine in weiten Belastungs- und Vakuumgrenzen mit genügender Genauigkeit zu berechnen. An der Hand der Zahlentafel 2, S 997, soll

Fig. 1.

zunächst diese Kurve für Turbine A bestimmt werden. Als mittlere Ueberhitzung sei 112°, entsprechend einer Temperatur von rd. 295°, gewählt; außerdem soll in Ermanglung näherer Angaben angenommen werden, daß der Leerlauf einschließlich der Turbinenlagerreibung innerhalb der gemessenen Belastungsgrenzen unveränderlich sei und 50 KW verbrauche, was streng genommen nicht zutreffend ist, aber im vorliegenden Fall keinen merkbaren Fehler verursachen wird. Es ergibt sich dann Zahlentafel 1.

Trägt man die Werte von η_{w1} in Abhängigkeit von ε_1 auf, so ergibt sich Fig. 2. Diese lehrt, daß, wie man auch die Kurve durch die Punkte legen mag, auch bei der vorliegenden Turbine der Wirkungsgrad bezogen auf den Zustand vor dem ersten Leitrad mit zunehmendem ε_1, oder was dasselbe ist, mit zunehmender Luftleere merkbar abnimmt. So ist für $\varepsilon_1 = 110$ oder 90 vH Luftleere $\eta_{w1} = 0{,}572$, für $\varepsilon_1 = 267$ oder 96 vH Luftleere dagegen $\eta_{w1} = 0{,}555$. Dies ergibt für 96 vH Luftleere eine Abnahme des Wirkungsgrades um 3 vH gegenüber 90 vH Luftleere, was durchaus nicht vernachlässigt werden darf. Bei der Umrechnung des gemessenen Dampfverbrauches auf andre Dampfverhältnisse, wie sie in der Praxis, namentlich bei Abnahmeversuchen, vorkommt, wird stets gleiche Belastung vorausgesetzt; in diesem Falle ändert sich mit der Luftleere auch der Druck vor dem ersten Leitrad; will man z. B. den bei 90 vH Luftleere und einer bestimmten Belastung gemessenen Dampfverbrauch auf 96 vH mit Hülfe des Wirkungsgrades vor dem ersten Leitrad umrechnen, so muß man erst ermitteln, welcher Druck sich bei

Fig. 2.

derselben Belastung und der höheren Luftleere vor dem ersten Leitrad einstellen wird. Dieses Verfahren ist etwas umständlich; es ist deshalb vielfach üblich gewesen, sich nur auf den als unveränderlich vorausgesetzten Zustand vor dem Ventil zu beziehen und den bei irgend einer Luftleere gemessenen Wirkungsgrad vor dem Ventil bei gleichbleibender Belastung als unveränderlich auch bei höherer Luftleere anzunehmen und zur Umrechnung zu benutzen Dies war das Verfahren, das ich in der anfangs erwähnten Besprechung als unzulässig erklärt habe. Da sich Hr. Lösel (S. 996) dagegen ausgesprochen hat, ist es nicht überflüssig, meine Behauptung auch für die von ihm untersuchte Turbine zu beweisen. Zu diesem Zweck sollen mit Hülfe von Fig. 2 Dampfverbrauch

Zahlentafel 2.

Druck im Abdampfstutzen p_a . . .	at abs.	0,10	0,04
» vor dem Ventil p_0	»	11,0	11,0
Dampftemperatur vor dem Ventil t_0 .	°C	295	295
Druck vor dem ersten Leitrad p_1 .	at abs.	11,0	10,05
Dampftemperatur vor dem ersten Leitrad t_1	°C	295	294
adiabatisches Gefälle von p_1, t_1 H_1 .	WE/kg	192,0	215 8
Dampfmenge G	kg/st	5000	4560
theoretische Leistung $\frac{G H_1}{860} = L'$ . .	KW	1119	1145
$\frac{p_1}{p_a} = \varepsilon_1$		110	251,5
(nach Fig. 2) η_{w1}		0.570	0,557
$L' \eta_{w1} = L_w$	KW	638	638
$L_w - 50 = L$	»	588	588
Dampfverbrauch $\frac{G}{L} = D$	kg/KW-st	8,50	7,76
adiabatisches Gefälle von p_0, t_0 H_0 .	WE/kg	192,0	218,7
theoretischer Dampfverbrauch $\frac{860}{H_0} = D'$	kg/KW-st	4,475	3,925
thermodynamischer Wirkungsgrad $\frac{D'}{D} = \eta_0$		0,527	0,506

und Wirkungsgrad vor dem Ventil bei $p_a = 0{,}10$ und $0{,}04$ at abs. für gleichbleibende Belastung L und Ueberhitzung t_0 ausgerechnet werden, Zahlentafel 2.

Die Umrechnung der Messungen hat demnach ergeben, daß bei gleicher Belastung und Ueberhitzung der thermodynamische Wirkungsgrad η_{t0}, bezogen auf den Zustand vor dem Ventil, auch bei der vorliegenden Turbine bei Erhöhung der Luftleere von 90 vH auf 96 vH von 0,527 auf 0,506, also um 4 vH gesunken ist. Von diesen 4 vH sind 3 vH der Abnahme von η_{w1} und rd. 1 vH der Drosselung des Dampfes zuzuschreiben. Ein solcher Betrag kann natürlich nicht vernachlässigt werden: hätte man nämlich nur bei 90 vH Luftleere gemessen und mit unveränderlichem $\eta_0 = 0{,}527$ auf 96 vH umgerechnet, so hätte man hierfür einen Dampfverbrauch von 7,45 kg an Stelle des wirklichen Dampfverbrauches von 7,76 kg, also einen um 0,31 kg = 4 vH zu günstigen Wert ausgerechnet.

Als praktischer Umrechnungswert ergibt sich für den vorliegenden Fall: + 6 vH Luftleere = — 8,7 vH Dampfverbrauch oder + 1 vH Luftleere = — 1,45 vH Dampfverbrauch. Bei Umrechnung mit unveränderlichem η_0 erhielte man den im vorliegenden Fall falschen Wert:

+ 6 vH Luftleere = — 12,35 vH Dampfverbrauch
oder + 1 » » = — 2 » »

Im vorstehenden ist nur Turbine A herangezogen worden; für Turbine B ergibt sich Zahlentafel 3.

Zahlentafel 3.

Versuch Nr.	1	2	3	4	
p_1 . . . at abs.	13	13,2	13	13	aus Zahlentafel 2, S. 997, entnommen
t_1 . . . °C	299	303	304.5	301	
p_a . . . at abs.	0,153	0,0989	0,0439	0,0384	
L . . . KW	510,9	583	619,6	631,6	
η_{t1} . . .	0,518	0,548	0.52	0,53	
L_w . . . KW	560,9	633	669,6	681,6	$= L + 50$
η_{w1}' . . .	0,569	0,595	0.562	0,572	$= \eta_{t1} \frac{L_w}{L}$
η_{w1} . . .	0,570	0,595	0,561	0.572	umgerechnet auf 302°
ε_1 . . .	85	133.5	296	338	$= \frac{p_1}{p_a}$

Fig. 3.

Die graphische Auftragung von $\eta_{w1} = f(\varepsilon_1)$ ergibt Fig. 3. Die Punkte stimmen nicht so gut untereinander überein wie bei Turbine A; infolgedessen kann man aus den Messungen an Turbine B keine sicheren Schlüsse auf den Verlauf der Wirkungsgradkurve ziehen.

Zusammenfassung.

Die Versuche von Hrn. Lösel lehren:

1) Auch bei der von ihm untersuchten Turbine nimmt der Wirkungsgrad vor dem ersten Leitrad bezogen auf L_w bei zunehmender Luftleere merkbar ab. Dasselbe gilt, wenn auch wegen des mit der steigenden Leistung zunehmenden Dynamowirkungsgrades in geringerem Grade, für den Wirkungsgrad bezogen auf L.

2) Die früher vielfach benutzte und manchenorts vielleicht noch jetzt übliche Umrechnung des gemessenen Dampfverbrauches auf andre Luftleere mit unveränderlichem thermodynamischem Wirkungsgrad vor dem Ventil bei gleichbleibender Belastung hat sich auch bei der vorliegenden Turbine als unzulässig erwiesen. Naturgemäß kann es Fälle geben, bei denen dieser Wirkungsgrad innerhalb gewisser Grenzen praktisch gleich ist; eine Verallgemeinerung solcher Fälle muß aber unter allen Umständen als unzulässig bezeichnet werden.

Hochachtungsvoll

Berlin NW., Thomasiusstr. 7. Georg Forner.

Die Ursache der zusätzlichen Eisenverluste in umlaufenden glatten Ringankern.

Sehr geehrte Redaktion!

In dem Aufsatze »Die Ursache der zusätzlichen Eisenverluste in umlaufenden glatten Ringankern« (Beitrag zur Frage der drehenden Hysteresis) von Dr.-Ing. J. Wild in Z. 1912 S. 1441 u. f. will der Herr Verfasser bewiesen haben, daß die zusätzlichen Eisenverluste in mechanisch-elastischen Schwingungen des umlaufenden Teiles ihre Ursache haben. Dieser Schwingungszustand des sich drehenden Körpers soll von verschiedenen Faktoren abhängig sein, und zwar von der Entfernung der beiden Stützlager, von den Abmessungen der Welle selbst und von der Verteilung der Belastung. Nun ist bekanntlich eine Schwingung, die von den Abmessungen des schwingenden Körpers und von seiner Lagerung abhängt, eine sogenannte Eigenschwingung, welche eine unveränderliche Periodenzahl besitzt und nur mit dieser Periodenzahl oder mit ihren ganzzahligen Vielfachen, den oberen harmonischen Periodenzahlen, erfolgen kann. Dagegen findet der Herr Verfasser, daß die Schwingungen bei verschiedenen Umlaufzahlen einer Versuchsreihe immer so erfolgen, daß auf eine Umdrehung des Körpers jeweilig sechs volle Schwingungen entfallen. Dies wird ausdrücklich gesagt: »Oszillogramme, welche den Einfluß der Umlaufzahl und den der Sättigung ergeben sollten, ergaben im wesentlichen immer dasselbe Bild.« Die Periodenzahl der angeblichen Schwingung ist somit von der Umdrehungszahl abhängig, es muß also, falls überhaupt eine Schwingung vorhanden ist, diese keine Eigenschwingung, sondern eine erzwungene Schwingung sein. Diese wiederum ist nicht von den oben angeführten Faktoren abhängig, sondern von Impulsen, die, bei jeder Umdrehung regelmäßig wiederkehrend, eine Schwingung erzeugen können, deren Periodenzahl in konstantem Verhältnis zur Umdrehungszahl steht. Solche Impulse können von kleinen Unregelmäßigkeiten des sich drehenden Körpers entstammen, und bei einer etwas genaueren Untersuchung desselben müssen diese Unregelmäßigkeiten, richtiger regelmäßige Abweichungen von der Gestalt eines Rotationskörpers, zu finden sein. In der Tat sieht man in Fig. 1 und 2 S. 1442, daß das Blechpaket auf der Welle mittels zweier sechsarmiger Eisenteile befestigt ist, welche, wenn auch nicht direkt unter den Polen stehend, doch gewiß von einem Kraftflusse durchsetzt werden.

Den Einfluß dieser Arme scheint der Herr Verfasser gänzlich übersehen zu haben, wenigstens ist in dem Aufsatze mit keinem Wort davon Erwähnung getan worden; aber der Umstand, daß bei Untersuchungen mit diesem Versuchskörper jedesmal Erscheinungen auftreten, die sich sechsmal bei jeder Umdrehung wiederholen, zieht die Aufmerksamkeit mit zwingender Gewalt auf diese sechsarmigen Eisenteile. Es könnte nun dem Einflusse dieser Arme eine gewisse Schwingung im Sinne des Herrn Verfassers zugeschrieben werden, dies ist aber gar nicht erforderlich. Denn betrachtet man den magnetischen Einfluß dieser Eisenkörper, so kann man alle Erscheinungen, die der Herr Verfasser als neu und überraschend bezeichnet, mit Sicherheit voraussagen.

Im Oszillogramm Fig. 16 findet man in einer auf den Pol eines Ständergehäuses aufgebrachten Prüfspule eine Wechselstromkurve mit einer Grundperiodenzahl, die synchron mit der Spannungskurve verläuft, und eine darüber gelagerte Oberschwingung mit sechsfacher Periode. Die Grundschwingung wird, wie der Herr Verfasser richtig bemerkt, durch eine geringe Exzentrizität des Versuchskörpers gegenüber seiner Welle erzeugt, die Oberschwingungen dagegen dadurch, daß die Eisenarme sechsmal bei jeder Umdrehung mit der Verbindungslinie der beiden Pole zusammenfallen und sich wieder von dieser Lage entfernen. Es werden somit in diesen Armen bei den verschiedenen Stellungen verschiedene Induktionen hervorgerufen, ein Umstand, der sich auch in einer geringen Vermehrung und Verminderung des gesamten Kraftflusses bemerkbar macht und somit in der Prüfspule die gefundene Wechselspannung von sechsfacher Periodenzahl der Grundwelle induziert. Der mitgeteilte Wert dieser Induktionsänderung von rd. 1 vT des Gesamtflusses wird durch die Einwirkung dieser Arme recht wohl zu erklären sein. Auch der Umstand, daß einige dieser Oberwellen, in der Periode der Grundschwingung wiederkehrend, kleinere Amplituden aufweisen, ist leicht zu erklären, entweder durch ungleiche Beschaffenheit dieser Arme, oder noch wahrscheinlicher durch die schon erwähnte Exzentrizität des Versuchskörpers gegenüber seiner Welle, womit auch die Eisenarme den Polen bald mehr, bald weniger genähert werden. Die Erklärung der ungleichen Amplituden bei einer mechanisch-elastischen Schwingung dürfte recht schwierig werden, was

übrigens der Herr Verfasser gar nicht versucht.) Alle andern Erscheinungen, und zwar das Auftreten der Induktionsschwankungen selbst im massiven Joche usw., finden durch die magnetische Einwirkung der Eisenarme eine leichte und ungezwungene Erklärung; im Oszillogramm Fig. 21 ist sogar das rasche Vorbeifahren der Arme vor (oder neben) der Prüfspule recht schön zu sehen. Auch die Oszillogramme Fig. 22 und 23, durch die der Herr Verfasser beweisen will, daß die angeblichen mechanisch-elastischen Schwingungen nicht durch magnetische Kräfte erzeugt werden, sind schlagende Beweise der obigen Erklärungsweise. Was die mitgeteilten Ergebnisse der Verluste betrifft, so ist leicht einzusehen, daß bei höherer Induktion die Streuung, d. h. der Kraftfluß in den Eisenarmen, und damit der Wirbelstromverlust im drehenden Körper und auch im Ständergehäuse wächst.

Der Herr Verfasser spricht auch über Versuche an einem Ringanker von Schuckert, wobei auf jede Umdrehung des Läufers vier Schwingungen entfallen. Obwohl das Bild dieses Versuchskörpers nicht mitgeteilt ist, glaube ich mit ziemlicher Sicherheit schließen zu dürfen, daß bei diesem Versuchskörper das Blechpaket auf einer Welle mit einem vierarmigen inneren oder äußeren Kreuze befestigt ist.

Sollte der Herr Verfasser nach alledem meiner Erklärungsweise beizustimmen noch immer nicht geneigt sein, so kann er sich leicht durch Versuche überzeugen, indem er das sechsarmige Befestigungsstück durch ein ähnliches aus Messing oder durch eine runde Eisenscheibe ersetzt. In beiden Fällen werden die induzierten Wechselspannungen, die ihn so überraschten, verschwinden; auch kann man, indem einige der sechs Arme entfernt werden, die induzierte Wechselspannung mannigfaltig variieren.

Diese Betrachtungen kurz zusammenfassend, kann man behaupten, daß in den Versuchsergebnissen des Herrn Verfassers gar kein Grund vorliegt, das Vorhandensein mechanisch-elastischer Schwingungen anzunehmen, welche überhaupt nicht als Oberschwingungen der Umlaufzahl auftreten können, sondern von der Umdrehungszahl unabhängig ihre Eigenperiodenzahl haben müßten. Es sind alle mitgeteilten Versuchsergebnisse durch magnetische Vorgänge einfach zu erklären.

Budapest, den 10. September 1912.

Hochachtungsvoll

Dr. Emerich Halmos.

Geehrte Redaktion!

Hr. Halmos weist darauf hin, daß die mechanischen Abmessungen eines Körpers bestimmend für dessen Eigenschwingungszahl sind. Das ist sicher eine unbestrittene Tatsache. Wird der Körper um eine Achse in Umdrehung versetzt, so dürfte es jedoch für die Wirkung einer einseitigen Zentrifugalkraft zum Beispiel, wie sie von mir angeführt worden ist, von wesentlicher Bedeutung sein, wie groß der Lagerabstand der in Mitleidenschaft gezogenen Welle ist und in welchem Abstand von den Auflagerpunken die Kraft angreift.

Im weiteren Verlauf ist die Ansicht ausgesprochen, daß die gezeigten Bilder ihre Entstehung dem Kreuze verdanken, mit welchem der Ring auf seiner Welle befestigt ist, und daß die Induktionsschwankung eine Folge der Streuung durch die Arme des Kreuzes darstellt und die unmittelbare Ursache der zusätzlichen Eisenverluste bildet. Nun ist dieses Kreuz durch eine 25 mm dicke Holzzwischenlage vom Blechring selbst getrennt, und zudem befindet sich die äußerste Fläche des Polschuhes etwa 5 mm innerhalb des Stirnendes des Blechringes, so daß tatsächlich ein axialer Abstand der innersten Fläche des Befestigungskreuzes und der äußersten Fläche des Poles von wenigstens 30 mm vorhanden ist, eine Größe, die vollauf genügend ist, praktisch jeglichen schädigenden Einfluß fernzuhalten. Es ist ausgeschlossen, daß die geringfügige Induktionsschwankung der angedeuteten Entstehungsart selbst bei höchster Sättigung des Läufers Verluste erzeugt, die ebenso groß oder größer werden können wie die linear gemessenen Eisenverluste. Verluste dieser Größenordnung sind nur denkbar, wenn das gesamte Kraftlinienfeld in Bewegung ist und sich das gesamte Eisenvolumen des Läufers und der größere Teil des Erregerfeldeisens an der Verlustbildung beteiligt. Die in meinen Versuchen festgestellte Induktionsschwankung selbst ist wegen ihres geringfügigen Betrages von ganz untergeordneter Bedeutung. Bezüglich weiterer Ausführungen verweise ich auf den demnächst erscheinenden Abdruck in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten.

Pittsburg, U. S. A. J. Wild.

Die Wahl einer Betriebskraft.

Sehr geehrte Redaktion!

In seinem Aufsatze »Die Wahl einer Betriebskraft« kommt Hr. Oberingenieur Fr. Barth zu dem Schlusse, »daß es bei kleinen Leistungseinheiten im allgemeinen nicht zweckmäßig erscheint, die Abwärme von Verbrennungsmaschinen auszunutzen«. Der Herr Verfasser spricht sich dabei nicht darüber aus, was er unter kleinen Leistungseinheiten versteht. Um irrtümlichen Meinungen vorzubeugen, möchte ich erwähnen, daß in vielen Fällen 60- bis 80pferdige Dieselmotoranlagen, bisweilen noch kleinere, sich sehr wohl zur Abwärmeausnutzung eignen. Ferner sei mir gestattet, auf einen Punkt hinzuweisen, den der Verfasser bei den Wirtschaftlichkeitsberechnungen S. 1653 außer acht gelassen hat, und der doch an vielen Orten zugunsten einer Abwärmeverwertungsanlage sehr ins Gewicht fällt, nämlich auf die Kosten für die Kühlwasserbeschaffung. Diese fallen weg, wenn man das Kühlwasser in Abwärmeverwertungsanlagen irgend welcher Art kühlen und dem Motor wieder zuleiten kann. Die Möglichkeit einer solchen Anordnung, wobei die Abwärme während der Heizperiode voll ausgenutzt wird, ist bewiesen an der 80pferdigen Sulzerschen Dieselmotoranlage in der Stickerei Reichenbach & Cie. in W., die seit Anfang 1910 mit bestem Erfolg im Betriebe steht (s. Z. 1911 S. 667). In solchen Fällen hat man bei Anbringung der Abwärmeverwertungsanlage nicht nur mit dem Gewinn an Wärme, sondern auch mit der Ersparnis an Kaltwasser zu rechnen, welche an vielen Orten sehr bedeutend sein kann und unter Umständen für die Sommermonate sogar die Aufstellung besonderer Kühleinrichtungen rechtfertigt. Natürlich ändern sich die Verhältnisse von Ort zu Ort: während sich an einem Orte auch bei großen Motoranlagen die Aufstellung einer Abwärmeanlage nicht lohnen würde, rentiert sich die Wärmeausnutzung an einem andern bei Leistungseinheiten von etwa 60 PS an selbst in Betrieben, die täglich nur 10 Stunden arbeiten. In zweifelhaften Fällen ist es daher immer ratsam, wenn sich die Motorbesitzer von Fachleuten Wirtschaftlichkeitsberechnungen aufstellen lassen.

Winterthur, den 21. Oktober 1912.

Hochachtungsvoll

M. Hottinger, Ingenieur bei Gebrüder Sulzer.

Sehr geehrte Redaktion!

Wie es scheint, hat Hr. Hottinger meine Ausführungen mißverstanden.

Die unmittelbare Ausnutzung des heißen, mit 70 bis 80° C abfließenden, etwa 500 WE/PS_e-st enthaltenden Kühlwassers von Dieselmotoren ist selbstverständlich kostenlos und deshalb überall zu empfehlen, wo dieses heiße Wasser zu Fabrikations-, Reinigungs-, Badezwecken und dergl. verwendet werden kann.

Zur mittelbaren Ausnutzung sowie zur Rückkühlung dieses Kühlwassers können in allbekannter Weise Heizkörper, wenigstens im Winter, und Gradierwerke (im Sommer) benutzt werden. Den auf diese Weise erreichbaren Wärme- und Wasserersparnissen stehen als Ausgaben die auf den Betrieb der Heiz- und Rückkühleinrichtung entfallenden mittelbaren und unmittelbaren Kosten gegenüber.

Bei meinen Wirtschaftlichkeitsberechnungen auf S. 1653 wird von diesen beiden Verwendungsmöglichkeiten des Kühlwassers ganz abgesehen. Es wird daselbst nur die Frage erörtert, ob es zweckmäßig ist, die in den Auspuffgasen enthaltene Wärme nutzbar zu machen. Hierbei kam ich zu dem Ergebnis, daß im allgemeinen die Abgasverwertung bei kleinen Motoren, insbesondere Dieselmotoren, wenig oder gar keine wirtschaftlichen Vorteile bietet.

Für einen 80pferdigen Dieselmotor ergibt sich unter Annahme einer jährlichen Ausnutzungszeit der Abgaswärme (rd. 300 WE/PS_e-st) für Heizzwecke von 1500 st und eines Wärmewertes von 5 ₰ für 10000 WE in Form von Heißwasser der Wert der Abwärme bei Vollbelastung des Motors zu

$$\frac{1500 \cdot 80 \cdot 300 \cdot 0{,}05}{10000} = 180 \text{ ℳ}.$$

Nimmt man die Anschaffungskosten des Abgasverwerters zu nur 1000 ℳ und die Verzinsung, Abschreibung und Instandhaltung zu 20 vH an, so würden dem vorstehend berechneten Betrage 200 ℳ Ausgaben gegenüberstehen. Daraus ergibt sich die Richtigkeit meiner Schlußfolgerungen.

Meines Erachtens ist es der guten Sache der Abgasverwertung nicht förderlich, wenn man dieselbe für zu kleine Anlagen empfiehlt. Ich stimme deshalb Hrn. Hottinger darin vollständig bei, daß es ratsam ist, wenn sich die Motorenbesitzer vor Beschaffung einer Abwärmeverwertungsanlage von Fachleuten Wirtschaftlichkeitsberechnungen aufstellen lassen.

Hochachtungsvoll

Nürnberg, den 28. Oktober 1912. Friedrich Barth.

Angelegenheiten des Vereines.

Soeben ist der vierte Band der

Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie, Jahrbuch des Vereines deutscher Ingenieure, herausgegeben von Conrad Matschoß

erschienen. Er umfaßt IV und 357 Seiten mit 348 Figuren und 7 Bildnissen. Das Werk, von dem jedem Bezirksverein ein Abdruck übersandt worden ist, kann von den Mitgliedern des Vereines zum Preise von 6 ℳ (zuzüglich Porto) unmittelbar von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstr. 23/24, bezogen werden. Für Nichtmitglieder ist der Preis des ungebundenen Abzuges auf 8 ℳ festgesetzt. (Der Preis des in Leinen gebundenen Jahrbuches beträgt für Mitglieder 7,50 ℳ, für Nichtmitglieder 10 ℳ.)

Der vierte Band enthält:

R. Wolf, der Begründer der Maschinenfabrik R. Wolf in Magdeburg-Buckau. Von Conrad Matschoß, Berlin.

Zur Geschichte der Königlichen Gewehrfabrik in Spandau unter besonderer Berücksichtigung des 18. Jahrhunderts. Von Militärbaumeister Dipl.-Ing. Wilhelm Hassenstein, Spandau.

Die ersten Versuche zur Einführung der Bobbinnetfabrikation im Königreich Sachsen. Von Professor Hugo Fischer, Dresden.

Benoit Fourneyron. Von Dr. Karl Keller, München, vormals Professor in Karlsruhe.

Aus der Werkstatt deutscher Kunstmeister im Anfang des 19. Jahrhunderts. (Nach alten Originalzeichnungen.) Von Conrad Matschoß, Berlin.

Die Geschichte der mittelamerikanischen Kanalunternehmungen. Von Dr. Richard Hennig, Berlin-Friedenau.

Das Materialprüfungswesen und die Erweiterung der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Elastizität und Festigkeit in Deutschland während der letzten vier Jahrzehnte. Von Professor R. Baumann, Stuttgart.

Paul v. Strobach. Selbstbiographie, herausgegeben und mit Anmerkungen versehen von Dr. techn. Hugo Fuchs, Prag.

Die Entwicklung der Zahnräder. Von O. Kammerer, Charlottenburg.

Beiträge zur Geschichte der Werkzeugmaschinen. Von Professor Dr.-Ing. Hermann Fischer, Hannover.

Die Förderung der Textilindustrie durch Friedrich den Großen. Von Conrad Matschoß, Berlin.

Der Einfluß des Baues der Semmeringbahn auf die Entwicklung der Gebirgslokomotive. Von Dr. techn. Rudolf Sanzin, Wien.

Nähere Angaben sowie eine Bestellkarte enthält eine Ankündigung, die den Mitgliedern des Vereines von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer zugegangen ist.

Der reiche Inhalt, der die verschiedenen Arbeitgebiete des Ingenieurs berührt, wird vielen unserer Mitglieder Interessantes bieten. Wir hoffen, daß auch dieses neue Unternehmen die Unterstützung unserer Mitglieder finden wird, die schon so vielfach haben erkennen lassen, daß sie den Wert ernsthafter geschichtlicher Arbeit auch für den Ingenieur hoch einschätzen.

Vom Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen ist ein Ratgeber für die Berufswahl:

Die Ausbildung für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie

(Maschinenbau, Schiffbau, Elektrotechnik),

herausgegeben.

Das technische Unterrichtswesen hat durch die rasche Entwicklung der Technik in den letzten Jahrzehnten vielfache und zum Teil einschneidende Aenderungen erfahren. Infolgedessen ist die Kenntnis der Ausbildungsmöglichkeiten selbst in den unmittelbar beteiligten Kreisen oft recht lückenhaft. So kommt es, daß für die jungen Leute, die sich dem technischen Beruf widmen wollen, und für deren Berater ein Bedürfnis nach einem Ratgeber und Führer auf diesem Gebiete besteht. Diesem Bedürfnisse will der Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen durch Herausgabe der vorliegenden kleinen Schrift entgegenkommen.

Der »Ratgeber für die Berufswahl in der mechanischen Industrie« beschäftigt sich in drei Abschnitten mit der Ausbildung im Gebiete des Maschinenbaues und der verwandten Fächer.

In dem ersten Abschnitte werden die Anforderungen an die Vorbildung dargelegt, welche von den verschiedenen Bildungsanstalten gestellt werden. Auch werden der Wert, die Notwendigkeit und die nötige Dauer der dem Studium vorausgehenden praktischen Vorbildung für die verschiedenen Schularten erörtert.

Der zweite Abschnitt bietet eine Zusammenstellung der deutschen Technischen Hochschulen und von höheren und niederen Maschinenbauschulen, sogenannten Technischen Mittelschulen, auf Grund der dem Deutschen Ausschuß zur Verfügung stehenden Unterlagen. Es sind die Aufnahmebedingungen, Beginn und Dauer des Unterrichtes, Schulgeld und Gebühren zusammengestellt und die Berechtigungen angeführt, die durch erfolgreichen Besuch solcher Schulen erworben werden.

Der dritte Abschnitt ist als »Merkblatt für die praktische Werkstattausbildung« bezeichnet. Sowohl für das Studium an den Technischen Hochschulen wie an den Technischen Mittelschulen ist eine voraufgehende praktische Ausbildungszeit unerläßlich, die dem jungen Mann nicht nur diejenigen praktischen Kenntnisse vermitteln soll, die zum Verständnis der technischen Vorträge erforderlich sind, sondern zugleich auch den Praktikanten in die Lebensanschauungen und die ganze Lebensart der Arbeiterschaft einzuführen bestimmt ist. Für den künftigen Studierenden der Technischen Hochschule ist eine einjährige Praktikantenzeit, für die Schüler der Technischen Mittelschulen eine zwei- bis vierjährige Lehrzeit durchweg vorgeschrieben. Dieser Abschnitt soll dem Praktikanten die Gesichtspunkte bekannt geben, die für die Forderung einer praktischen Vorbildung maßgebend sind und die zur möglichst nutzbringenden Verwertung der praktischen Arbeitzeit zu beachten sind. Es wird über Zweck, Dauer, Art und Einteilung der praktischen Arbeit Auskunft gegeben.

Der Ratgeber ist im Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin erschienen und für 35 ₰ im Buchhandel zu haben.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **126. Heft** erschienen; es enthält:

E. Preuß: Versuche über die Spannungsverminderung durch die Ausrundung scharfer Ecken.

Derselbe: Versuche über die Spannungsverteilung in Kranhaken.

Derselbe: Versuche über die Spannungsverteilung in gelochten Zugstäben.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 ₰ erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstraße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. – Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. – Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 48. **Sonnabend, den 30. November 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Versuche mit einer elektrisch gesteuerten Fliehkraftbremse der Firma E. Becker in Berlin-Reinickendorf.[1]

Von **Kammerer**-Charlottenburg.

Bedürfnis nach einer genau wirkenden Bremse mit Fernsteuerung.

Genaues Senken von Lasten ist leicht zu bewirken durch Handbremsen, die vom Führer unmittelbar betätigt werden; aber diese sind nur bei Hebemaschinen anwendbar, deren Steuermann neben dem Hubwerk steht, wie dies bei den meisten Drehkranen der Fall ist. Wenn aber der Führerstand nicht durch Gestänge, sondern nur durch Kontaktleitungen mit dem Hubwerk verbunden werden kann — wie bei fast allen Laufkranen —, dann ist nur die Kurzschlußbremse oder die Lastdruckbremse anwendbar. Erstere befriedigt nur mäßige Anforderungen hinsichtlich der Genauigkeit. Die Lastdruckbremsen arbeiten entweder mit unveränderlicher Anpressung — dieser Erfindungsgedanke wurde bekanntlich zuerst von E. Becker in seiner Schnecken-Lastdruckbremse verwirklicht —, oder mit veränderlicher Anpressung, wie beispielsweise die bekannte von Weston erdachte Gewinde-Lastdruckbremse. Die ersteren arbeiten genau, aber mit großem Stromverbrauch. Letztere kommen erst nach einigen Geschwindigkeitsschwankungen in den Beharrungszustand, wirken daher nicht immer genau. Allen Anforderungen hinsichtlich Genauigkeit entspricht die Leonard-Schaltung; aber sie verlangt einen Umformer und wird darum sehr kostspielig. Trotzdem hat man sie auch bei kleinen Leistungen in solchen Fällen verwendet, wo man sehr genaues Senken forderte, wie dies bei Gießereikranen vorkommt.

Es liegt daher zweifellos ein Bedürfnis nach einer genau arbeitenden Bremse vor, die durch Fernsteuerung, das heißt durch elektrische Ströme, betätigt werden kann.

Aeltere Fliehkraftbremse von E. Becker.

Die Bremssteuerung wird am sichersten wirken, wenn sich bei Einstellung auf eine gewisse Geschwindigkeitsstufe die Senkgeschwindigkeit unabhängig von der Größe der Last ausbildet und unveränderlich bleibt. Diese Anforderung wird durch Nebenschlußmotoren mit Feldregelung erfüllt, aber nur für Geschwindigkeiten, die oberhalb einer gewissen Mindestgeschwindigkeit liegen; diese Mindestgeschwindigkeit kann bei Wendepolmotoren etwa ein Viertel der Höchstgeschwindigkeit betragen. Eine Einstellung auf noch kleinere Senkgeschwindigkeit würde unwirtschaftlich große Motoren erfordern. Vollkommen wird die oben genannte Anforderung durch die Leonard-Schaltung erfüllt, aber nur mit einem beträchtlichen Aufwand von Anlagekosten. Auf mechanischem Wege läßt sich die Einschaltung einer bestimmten Senkgeschwindigkeit durch Fliehkraftregler erzielen.

Fig. 1.
Aeltere Fliehkraftbremse von E. Becker.

Eine sehr einfache Anordnung dieser Art bildet die bekannte von E. Becker im Jahr 1879 erdachte Fliehkraftbremse, Fig. 1. Auf jeden der drei Fliehklötze wirken vier Momente: das durch die Fliehkraft hervorgerufene Moment im Sinn des Uhrzeigers, das durch die Rückzugfeder bewirkte Moment im entgegengesetzten Sinn, das durch den Normaldruck der Reibfläche veranlaßte Moment gegen den Zeigersinn und das durch den Reibungswiderstand an dieser Fläche entstehende Moment ebenfalls gegen den Zeigersinn. Das Fliehkraftmoment wächst mit dem Quadrat der Geschwindigkeit, das Federmoment ist unveränderlich. Trägt man diese vier Momente als Höhen zu den Umlaufzahlen der Bremse als Grundlinie auf, Fig. 2, so ergibt sich ein rasches Steigen des Normaldruckmomentes mit zunehmender Umlaufzahl. Der Bremswiderstand wächst in gleichem Verhältnis mit dem Normaldruckmoment, wird also durch eine Kurve gleicher Gestalt, aber mit anderm Höhenmaßstab dargestellt. Trägt man die Höhen dieser letzteren Kurve als Grundlinie und ihre Grundlinie als Höhen auf, so entsteht die in Fig. 3 gezeichnete Parabel, deren Höhen die Umlaufzahlen angibt,

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Hebezeuge und Maschinenteile) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

die die Bremse bei den entsprechenden Lasten annimmt. Bei voller Belastung — 61 kg am Umfang der Bremsscheibe — läuft die Bremse mit 125 Umdrehungen, bei einem Fünftel der vollen Belastung — 12 kg — mit nur 75 Umdrehungen; der leere Haken kann höchstens mit 57 Umdrehungen der Bremsscheibe sinken. Während des Hebens muß natürlich die Bremse durch ein Gesperre ausgeschaltet werden.

Fig. 2.

Verlauf der Momente des Fliehklotzes.

Dieses Verhalten der Bremse hinsichtlich der Geschwindigkeit ist nicht erwünscht: man will kleine Lasten nicht langsamer, sondern rascher als große Lasten senken. Schon aus diesem Grunde haben die Fliehkraftbremsen nur ein beschränktes Verwendungsgebiet gefunden.

Fig. 3.

Einfluß der Last auf die Senkgeschwindigkeit.

Ein weiteres Hindernis bildet die geringe Reibungsleistung, die Fliehkraftbremsen dieser Art aufnehmen können. Eine Bremse von 400 mm Dmr. leistet bei 125 Uml./min, also bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 2,6 m/sk, einen Bremswiderstand von 61 kg, entsprechend einer Leistung von nur $\frac{61 \cdot 2{,}6}{75} = 2$ PS, ist also nur für Hebemaschinen mit Handbetrieb verwendbar. Dabei beträgt die Reibungsleistung auf 1 qcm Reibfläche bereits 2,6 m/sk $\times$ 23 at $\times \mu = 60\,\mu$, führt also schon zu beträchtlicher Erwärmung.

Gesteuerte Fliehkraftbremse von E. Becker.

Bei der neuen Becker-Bremse wird eine große Bremsleistung dadurch erreicht, daß der Fliehkraftregler die Bremse nicht mehr unmittelbar betätigt, daß er vielmehr nur als Vorspann wirkt. Das Gehäuse g des Fliehkraftreglers, Fig. 4, ist nicht mehr wie bei der alten Ausführung fest mit dem Windengestell verschraubt, sondern lose drehbar. Der von den Fliehklötzen kk auf den Umfang des Gehäuses ausgeübte Reibungswiderstand überträgt sich durch eine Schubstange s auf das Band der Bremse, die die Senkleistung aufzunehmen hat. Die Feder f dient lediglich zum Ausgleich des Eigengewichtes des Bremshebels.

Da der Hub des Gehäuses bei Verwendung eines Zahnsektors mit Zahnstange an Stelle eines Hebels mit Stange beliebig groß gemacht werden kann, so steht ein so großes Arbeitsvermögen zur Verfügung, daß eine Bremse für beliebig große Senkleistung betätigt werden kann.

Der zweite Nachteil der älteren Anordnung — das ungünstige Geschwindigkeitsverhalten — ist dadurch beseitigt, daß der Fliehkraftregler mit einer elektrischen Steuerung ausgerüstet worden ist. In den Regler sind zwei Elektromagnete eingebaut, die mittels eines Vorschaltwiderstandes vom Führerstand aus mehr oder weniger stark erregt werden können und dadurch die Wirkung der Fliehkraft mehr oder weniger abschwächen. Man kann daher den

Fig. 4.

Anordnung der gesteuerten Fliehkraftbremse.

Regler auf verschiedene Geschwindigkeitsstufen einstellen, vermag also kleine Lasten rascher als große zu senken. Die einmal eingestellte Geschwindigkeit hält den Fliehkraftregler unveränderlich fest, bis der Führer eine neue Einstellung vornimmt.

Zur Ausschaltung der Bremse während des Hebens ist nicht wie bei der älteren Anordnung ein Gesperre erforderlich, da der Fliehkraftregler die Bremse öffnet, sobald er in der Hubrichtung umläuft.

Zum Festhalten der Last kann eine besondere Magnetbremse eingebaut werden; es kann aber auch die Fliehkraft-Senkbremse gleichzeitig als Stoppbremse verwendet werden. Hierzu ist nur ein Belastungsgewicht q am Bremsgestänge erforderlich, das die Bremse mit einer Kraft schließt, die zum Verzögern der Massen und zum Festhalten der Last ausreicht, und ein Elektromagnet m, der dieses Belastungsgewicht anzuheben vermag. Bremsgewicht, Magnet und Regler wirken in der Weise zusammen, daß beim Senken Gewicht und Regler die Bremse zu schließen suchen, während der Magnet sie lüften will; beim Heben sind Regler und Magnet bestrebt, die Bremse zu öffnen, während das Gewicht sie schließen will. Sobald der Elektromagnet ausgeschaltet wird, werden auch die Reglerspulen stromlos, die Fliehklötze kommen voll zur Wirkung und verzögern den nach oben steigenden leeren Haken; gleichzeitig läßt der Bremsmagnet das Bremsgewicht fallen; infolge der vereinigten Wirkung des Reglers und des Bremsgewichtes wird der Haken schnell gebremst.

Kräftewirkung der gesteuerten Fliehkraftbremse.

Auf jeden der beiden Fliehklötze des Reglers wirken vier Momente: das durch die Fliehkraft hervorgerufene Moment im Sinn des Uhrzeigers, das durch die Magnetspule bewirkte Moment in entgegengesetztem Sinn, das durch den Normaldruck der Reibfläche veranlaßte Moment gegen den Zeigersinn und das durch den Reibungswiderstand an dieser

Fig. 5.
Verlauf der Momente des Fliehklotzes.

Fläche entstehende Moment ebenfalls gegen den Zeigersinn. Trägt man diese Momente als Höhen zu den Umlaufzahlen des Reglers als Grundlinien auf, so zeigt die parabolische Kurve des Normaldruckmomentes ein rasches Steigen mit wachsender Umlaufzahl. Je stärker die Spulen des Reglers erregt werden, desto niedriger verläuft die Kurve des Normaldruckmomentes, Fig. 5. Der Normaldruck der Fliehklötze gegen die Innenwand des drehbaren Reglergehäuses ruft ein dem Sinn des Uhrzeigers entgegengesetztes Moment aus. Es entsteht daher eine Bremsumfangskraft, die mit wachsender Umlaufzahl rasch ansteigt. Trägt man die Kurve so auf, daß die Grundlinien den Nutzlasten und die Höhen den Geschwindigkeiten entsprechen, Fig. 6, so ergibt sich ein ganz ähnlicher Verlauf wie bei der älteren unmittelbar wirkenden Fliehkraftbremse: langsames Sinken kleiner Lasten und etwas rascheres Sinken großer Lasten. Während aber bei der älteren Bremse nur diese eine Kurve zur Verfügung steht, kann bei der neuen Bremse der Steuermann durch Erregung der Reglerspulen eine der sechs verschiedenen Kurven wählen, die den sechs Stufen des Reglerwiderstandes entsprechen.

Fig. 6.
Einfluß der Last und der Erregung auf die Senkgeschwindigkeit.

Lüftspiel der gesteuerten Fliehkraftbremse.

Das Senken der Last wird dadurch eingeleitet, daß der Bremsmagnet erregt und dadurch das Bremsgewicht angehoben wird: die Bremse ist nun völlig frei, die sinkende Last beschleunigt die Triebwerkmassen. Sobald der Regler sich zu drehen beginnt, entsteht auch ein Gehäusemoment, das die Bremse wieder zu schließen sucht; ist der vom Gehäuse ausgeübte Druck auf den Bremshebel größer geworden als die Zugkraft des Bremsmagneten abzüglich des Bremsgewichtes, dann wird der Bremshebel in die Schlußlage gedreht und bleibt in dieser Lage, so lange die Last gesenkt wird. Soll die Last wieder stillgehalten werden, so wird der Bremsmagnet ausgeschaltet; da der Bremshebel sich bereits in der Schlußlage befand, so braucht er keinen Schließweg zurückzulegen; es steigt also augenblicklich

Fig. 7 bis 9. Fliehkraftregler mit Stromzuführung.

Gehäusemoment hervor, das für die dem Versuch zugrunde gelegte Ausführung den Wert

$$\frac{n^2}{1000}[3 - 2{,}77\,\mu]\,9\mu$$

bei stromlosen Reglerspulen erreichte, wobei μ die Reibungsziffer an der Gehäusewand bedeutet.

Dieses Gehäusemoment wird durch eine Schubstange auf den Bremsbandhebel übertragen und übt auf diesen ein die Bremskraft um den durch das Bremsgewicht hervorgerufenen Betrag. Die Verzögerung der Last beginnt demnach sofort, und zwar mit einer hohen Bremskraft, die sich aus der Wirkung des Bremsgewichtes und des Reglerdruckes zusammensetzt. In dem Maße, wie die Geschwindigkeit sich vermindert, nimmt der Reglerdruck ab, bis schließlich nur die Wirkung des Bremsgewichtes bleibt. Die Verzögerung beginnt daher unverzüglich und nimmt

gegen Schluß des Endlaufes ab: die Last wird also genau und doch stoßlos gebremst.

Da während des Senkens der Eisenkern im Gegensatz zu den üblichen Magnetbremsen aus der Spule des Bremsmagneten herausgezogen ist, so kann die Zugkraft des Magneten durch Vorschaltwiderstände verringert werden: man kann also die Bremswirkung nicht nur durch Erregung der Spulen des Reglers schwächen, sondern auch durch Vorschalten von Widerstand vor den Bremsmagneten verstärken, hat somit die Möglichkeit einer Regelung nach zwei Richtungen.

Fig. 10.

Zusammenbau des Reglers mit der Bremse.

Konstruktive Ausführung.

Der umlaufende Teil des Reglers bildet ein einziges Stahlgußstück, Fig. 7 bis 9, in das die zwei Spulen eingelassen sind und das die beiden Gelenke für die Fliehklötze trägt. Letztere sind ebenfalls einfache Stahlgußstücke, die mit Reibplatten aus Stahl ausgerüstet sind und abnehmbare Ausgleichgewichte aus Flacheisen tragen. Das Gehäuse des Reglers ist auf Kugellagern drehbar und überträgt sein Moment durch ein angegossenes Ritzel auf einen Zahnsektor. Der Strom wird durch eingekapselte Schleifringe zugeführt. Regler und Bremse können auf der gleichen Welle sitzen und in einem gemeinsamen Rahmen gelagert sein, so daß ein normalisierbarer Zusammenbau entsteht, Fig. 10. Die Schaltwalze weicht von der sonst üblichen nur dadurch ab, daß in die Walze ein Regelwiderstand mit einer Kontaktreihe für die Spulen des Reglers eingebaut ist, Fig. 11. Während des Hebens sind die Reglerspulen voll erregt.

Der Fliehkraftregler kann ebensogut für Drehstrom wie für Gleichstrom gebaut werden; die Magnete und die Anker des Reglers müssen nur aus geblättertem Eisen und dreipolig hergestellt werden, Fig. 12. Die gleichbleibende Zugkraft der Drehstrommagnete wirkt für den vorliegenden Zweck besonders vorteilhaft, weil die Senkgeschwindigkeitslinie infolgedessen sehr ruhig verläuft.

Fig. 13 zeigt den Einbau der Fliehkraftbremse in eine Laufwinde. Die Reglerbremse wird hier gleichzeitig als Magnetstoppbremse benutzt; Regler und Bremse sind in einem gemeinsamen Gußrahmen gelagert, und zwar so, daß die fliegend aufgekeilte Bremsscheibe gleichzeitig als Kupplungsscheibe dient. Die Bremse kann daher als Ganzes neben dem Elektromotor aufgestellt werden, so daß der Zusammenbau sehr einfach wird.

Fig. 11. Schaltbild.

Fig. 12.

Fliehkraftregler für Drehstrom.

Versuchsanordnung.

Es erschien erwünscht, diese aus der Ueberlegung folgenden Erscheinungen durch Versuch nachzuprüfen. Zu diesem Zweck wurde die Bremse in einen vorhandenen Kran von 10 t Tragkraft und 0,05 m/sk Hubgeschwindigkeit eingebaut. Die Senkgeschwindigkeit wurde dadurch gemessen, daß mit der dem Motor zunächst liegenden Vorgelegewelle ein Kontaktgeber gekuppelt wurde, der bei jeder Umdrehung der Welle den Elektromagnet eines Schreibstiftes erregte. Ein zweiter Schreibstift wurde durch eine Sekundenuhr betätigt. Beide Stifte schrieben auf einen Papierstreifen, der durch einen Elektromotor mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt wurde. Die Lasten wurden von 4 bis 10 t auf je 2 t abgestuft; jede Last wurde mit den sechs möglichen Spulenerregungsstufen gesenkt, so daß sich insgesamt 24 Versuche ergaben.

Fig. 13.

Einbau der Fliehkraftbremse in eine Laufwinde.

Versuchsergebnisse.

Die bei den Versuchen entstandenen Geschwindigkeitslinien sind in Fig. 14 bis 17 für 10 t bis 4 t Last

zusammengestellt. Man erkennt ohne weiteres, daß bei jeder Last die Senkgeschwindigkeit in weiten Grenzen — von 0,01 bis 0,2 m/sk — geregelt werden kann. Die Last senkt sich mit gleichförmiger Beschleunigung und nimmt dann eine gleichbleibende Senkgeschwindigkeit an. Die Verzögerung erfolgt rasch und mit sanftem Uebergang der Geschwindigkeitslinie in die Grundlinie. Die Geschwindigkeitskurven zeigen nirgendwo Stöße. Fig. 18 gibt eine Zusammenstellung der im Beharrungszustand gemessenen Senkgeschwindigkeiten. Diese stimmen bei Vollast gut mit den berechneten Senkgeschwindigkeiten, Fig. 6, überein; bei kleineren Lasten sind die gemessenen Senkgeschwindigkeiten etwas kleiner als die berechneten.

Fig. 18. Gemessene Senkgeschwindigkeiten.

Fig. 14 bis 17. Gemessene Senkgeschwindigkeiten.

Fig. 14. Für 10 t Last.

Fig. 15. Für 8 t Last.

Fig. 16. Für 6 t Last.

Fig. 17. Für 4 t Last.

Betriebsicherheit.

Die Sicherheit der Gesamtanordnung hängt von der Sicherheit der Einzelteile ab. Der Fliehkraftregler enthält keine Federn, unterliegt also keiner Aenderung. Die Reibflächen der Fliehklötze waren bei der untersuchten Anordnung mit 3 at beim Senken der Vollast beansprucht und liefen mit einer Gleitgeschwindigkeit von 10 m/sk, also mit einer Reibungsleistung von $3 \times 10 \times \mu = 30\,\mu$ auf 1 qcm. Da das Gehäuse etwas mit Oel gefüllt wird, so steht die Reibfläche fortwährend unter Oel, hält also diese Reibungsleistung ohne Abnutzung aus. Die Reibungsleistung der Bandbremse beträgt 0,26 at $\times$ 11,35 m/sk $\times\, \mu = 3\,\mu$, ist also sehr klein, so daß die Erwärmung sehr gering wird. Schlagen die Spulen des Fliehkraftreglers durch oder wird die Stromzufuhr unterbrochen, so verringert sich lediglich die Senkgeschwindigkeit, der Kran arbeitet also nur langsamer. Versagt der Bremsmagnet, so wird die Last stillgehalten. Wirkt das Bremsband infolge zu weit getriebener Abnutzung mangelhaft oder gar nicht, so bleibt immer noch die unmittelbare Reibungsarbeit der Fliehklötze zur Verfügung, so daß auch in diesem Falle kein Sturz der Last, sondern lediglich ein Sinken mit größerer Geschwindigkeit eintreten kann. Empfindliche kleine Teile kommen überhaupt nicht vor; die ganze Anordnung ist einfach, übersichtlich und leicht verständlich. Die Betriebsicherheit unterliegt daher keinem Zweifel.

Zusammenfassung.

Die älteren Fliehkraftbremsen haben die Nachteile geringer Bremsleistung und fehlender Regelbarkeit. Die neue gesteuerte Fliehkraftbremse der Firma E. Becker ist für beliebige Bremsleistung verwendbar, weil der Fliehkraftregler nur als Vorspann für die Bremse wirkt. Durch die Einfügung von Magnetspulen ist die Geschwindigkeit in weiten Grenzen regelbar, und zwar mittels Fernsteuerung. Durch die Hinzufügung eines Bremsmagneten ist die Bremse nicht nur als Senkbremse, sondern auch als Stoppbremse verwendbar. Die Bremse schaltet sich beim Heben selbsttätig aus, bedarf daher keines Gesperres. Da die Bremse während des Senkens geschlossen ist, so entfällt

der Schließweg, die Lastverzögerung beginnt daher sofort nach Ausschaltung des Bremsmagneten. Die gemessenen Geschwindigkeitslinien zeigen einen sehr günstigen Verlauf ohne irgendwelche Stoßwirkungen. Ueberlegung und Versuche ergeben übereinstimmend, daß die gesteuerte Fliehkraftbremse alle Anforderungen erfüllt, die hinsichtlich Leistung, Genauigkeit, Sicherheit und Einfachheit gestellt werden können.

Die Windkräfte an Platten und andern Versuchskörpern nach dem heutigen Stand von Theorie und Versuch.[1]

Von Dr.-Ing. **O. Föppl** in Aachen.

Auf den mannigfaltigsten Gebieten des Ingenieurwesens kommen Fälle vor, in denen Druck- und Widerstandskräfte, die bei der Bewegung von Gasen oder Flüssigkeiten auftreten, zu berücksichtigen sind. Es ist nicht nur der Flugmaschinenkonstrukteur, für den der Auftrieb seiner Tragfläche und der Widerstand des Gestelles von Bedeutung ist, auch der Bauingenieur muß bei Festigkeitsberechnungen einen Anhalt haben über die zu erwartende Größe der Windkraft, während der Maschineningenieur bei der Konstruktion von Turbinen, Pumpen und Kompressoren oder bei der Beurteilung der Spülvorgänge von Gas- und Oelmotoren mit der Strömungstheorie in Berührung kommt. Wer aber schon mit Fragen aus diesem Gebiet zu tun hatte, der wird auch die große Unsicherheit, die hier herrscht, störend empfunden haben; denn die theoretische Behandlung der Frage stößt auf zu große Schwierigkeiten, um auch nur die einfachsten Fälle vollständig klären zu können, und beim Versuch deutet schon die Verschiedenheit in den bisher erhaltenen Ergebnissen darauf hin, daß von einer genügenden Erforschung des Gebietes, oder auch nur einzelner Teile desselben, nicht die Rede sein kann. Für den Ingenieur ist es deshalb doppelt wichtig, mit den wenigen Ergebnissen, die man bisher erhalten hat, vertraut zu sein, um an deren Hand mit größerer Sicherheit Schlüsse bei verwickelteren Fragen ziehen zu können. Von diesem Gesichtspunkt aus verdienen die Ergebnisse der Berechnung der Windkräfte an Platten und Drähten, wenngleich sie in erster Linie der Flugtechnik zugute kommen, auch in weiteren Kreisen der Ingenieure Interesse und Beachtung.

Die Versuche über Windkräfte an Platten sind mit beträchtlichen Schwierigkeiten verbunden: Die auftretenden Kräfte sind im Verhältnis zu den Gewichten der Versuchskörper bei nicht zu hohen Geschwindigkeiten klein, Befestigungsstangen, Arme oder sonstige Hülfsteile beeinflussen die Strömung usw., so daß nicht zu verwundern ist, daß von den zahlreichen älteren Versuchen die meisten nicht einwandfrei sind und daher schlecht übereinstimmen.

Vorausschicken müssen wir, daß die Strömungserscheinungen, so verwickelt sie im einzelnen sind, an gewisse, einfache Gesetzmäßigkeiten gebunden sind. Vor allem ist bei der Strömung von Flüssigkeiten mit geringer Reibung — Wasser, Luft usw. — zu erwähnen, daß die Windkräfte innerhalb weiter Grenzen dem Raumgewicht, dem Quadrat der Geschwindigkeit und der Fläche des Versuchskörpers proportional sind. Es lassen sich demnach aus den Ergebnissen, die für einen bestimmten Versuchskörper bei einer bestimmten Geschwindigkeit erhalten worden sind, die Werte für einen geometrisch ähnlichen Körper bei einer andern Geschwindigkeit sofort berechnen, so daß ein Wert über die ganze Reihe der ähnlichen Strömungsvorgänge Aufschluß gibt. Diesem Umstand wird Rechnung getragen, indem man aus dem Versuchsergebnis an einem Körper eine Widerstandszahl (Koeffizient) bildet, bei der die zufälligen Größen der Körperabmessungen und der Flüssigkeitsgeschwindigkeit ausgeschaltet sind und mit deren Hülfe sich in einfacher Weise die Verhältnisse bei ähnlich gearteteten Versuchen berechnen lassen. Dreht sich die Frage um die Windkräfte an Platten — mit denen wir uns hier in erster Linie befassen wollen —, so wird die Luftwiderstandszahl ζ erhalten, indem man die Windkraft W durch die Plattenfläche F, das Geschwindigkeitsquadrat v^2 und das spezifische Gewicht γ der Luft dividiert. Um diesen Wert als dimensionslose Größe zu erhalten, erübrigt es sich noch, ihn mit der konstanten Erdbeschleunigung g zu multiplizieren. Man hat also:

$$\zeta = \frac{W}{F\frac{\gamma v^2}{g}}.$$

Wie man die gesamte Windkraft in eine Komponente in der Windrichtung — Widerstand — und in eine Komponente senkrecht dazu — Auftrieb — zerlegt, so unterscheidet man entsprechend zwischen Widerstands- und Auftriebzahl — ζ_w und ζ_a. Es ist also:

$$\zeta_w = \frac{\text{Widerstand}}{F\frac{\gamma v^2}{g}} \quad \text{und} \quad \zeta_a = \frac{\text{Auftrieb}}{F\frac{\gamma v^2}{g}}.$$

1) Zusammenstellung der wichtigsten bisherigen Versuchsergebnisse an der quadratischen Platte bei verschiedenen Neigungswinkeln.

Nach diesen einleitenden Vorbemerkungen sollen zuerst in kurzen Umrissen die Versuchsergebnisse verschiedener Forscher einander gegenübergestellt werden, wobei gleichzeitig auf die Meßvorrichtungen hingewiesen werden wird. Da die Form des Umrisses einer Platte auf die Windkräfte beträchtlichen Einfluß ausübt, kann der Vergleich natürlich nur für eine und dieselbe Form durchgeführt werden. Wir haben dazu die quadratische Form der ebenen Platte gewählt, weil an ihr die meisten Versuche ausgeführt worden sind. Es handelt sich also darum, die Abhängigkeit der Größe der Windkraft (oder der Auftriebs- und Widerstandszahlen) vom Neigungswinkel anzugeben.

Versuche über die Windkräfte an geneigten Platten sind schon im 18. Jahrhundert ausgeführt worden. Wir wollen uns hier aber nicht mit den Originalarbeiten dieser ersten Forscher — Hutton, Broda und andre — befassen, sondern mit Duchemin beginnen, der im Jahr 1842 sein Werk »Recherches expérimentales sur les lois de la résistance des fluides« herausgegeben hat. In diesem Buch wird nicht nur über die eigenen Versuche Duchemins berichtet, es sind vielmehr alle vorausgehenden Versuche zusammengefaßt und in den aufgestellten Formeln berücksichtigt. Während seinen eigenen Versuchen weniger Bedeutung zukommt, ist seine Aufstellung von Formeln, die er hauptsächlich nach den Ergebnissen andrer Forscher ableitet, sehr wertvoll. Sie ist früher viel verwendet worden und stimmt auch verhältnismäßig ganz gut mit den neueren Versuchen überein. Seine Formel für die gegen die Windrichtung unter dem Winkel α geneigte quadratische Platte lautet:

$$\zeta = \frac{1{,}254 \sin\alpha}{1 + \sin^2\alpha}.$$

Für die senkrecht vom Wind getroffene quadratische Platte ergibt sich demnach ein Wert $\zeta_{\alpha = 90^0} = 0{,}627$, gegenüber etwa 0,6 nach den neueren Versuchen. Daß die Windkraft auch vom Seitenverhältnis der Platte abhängt, hat Duchemin allerdings noch nicht erkannt; er hält vielmehr seine Formel für jede ebene Platte unabhängig vom Format für gültig.

Zeitlich folgen nun die Versuche von Lilienthal[1], der in den achtziger Jahren des vorigen Jahrhunderts auf ver-

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Luftschiffahrt und Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 45 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[1] durchgeführt von O. und G. Lilienthal.

schiedene Weisen Versuche angestellt hat, um Unterlagen für seine große Idee — den Bau einer Flugmaschine — zu erlangen. Die Lilienthalschen Versuchsergebnisse haben bis auf die jüngste Zeit große Verbreitung gefunden, und es verlohnt sich wohl die Mühe, sich etwas näher mit seinen Arbeiten zu beschäftigen.

Lilienthal hat, das muß gleich von Anfang an zum Unterschied von manchen andern Forschern auf diesem Gebiet hervorgehoben werden, seine Versuche ohne vorgefaßte Meinung, ohne das Bestreben, eine Theorie zu bestätigen oder Anlehnung an frühere Versuche zu erhalten, durchgeführt.

Seine ersten Versuche hat Lilienthal mittels einer Rundlaufeinrichtung angestellt, die in Fig. 1 dargestellt ist. Der wagerecht angeordnete Rundlaufarm, der sich um eine senkrechte Achse dreht, trägt auf seinen beiden Enden zwei gleiche unter gleichen Winkeln gegen die Fortschreitungsrichtung eingestellte Platten. Der Rundlauf wird von zwei Gewichten angetrieben, die über Rollen geführt sind. Der eigentliche Versuch beginnt erst, wenn der Beharrungszustand erreicht ist. Die Antriebvorrichtung gestattet es, sofort das ausgeübte Drehmoment anzugeben, das zur Ueberwindung der Rollenreibung, der Lagerreibung und des Luftwiderstandes von Rundlaufarmen und Platten und zur Beschleunigung der Massen verwendet wird. Der Rundlauf wird erst ohne Platten in Bewegung gesetzt und der schädliche Widerstand der Arme samt Lager- und Rollenreibung gemessen. Das Ergebnis dieser Messung wird von dem Widerstand des Rundlaufes mit Platten abgezogen. Der Unterschied liefert den Widerstand der beiden Platten. Der Auftrieb, den die schräg gestellten Platten ausüben, wird durch eine kleine Wage ermittelt, auf der die Spitze der Rundlaufachse gelagert ist.

Fig. 1. Lilienthals Rundlauf.

Die Ergebnisse, die Lilienthal mit dieser einfachen Vorrichtung erhalten hat, sind natürlich nicht einwandfrei. Namentlich sind es seine Widerstandswerte, die von den Ergebnissen der neueren Forschungen erheblich abweichen. So erhält z. B. Lilienthal die Widerstandszahl für die senkrecht vom Winde getroffene quadratische Platte zu 1,03, dem der neuere Wert von 0,6 gegenübersteht.

Außer den Rundlaufversuchen hat Lilienthal noch Versuche im natürlichen Wind angestellt. Unglücklicherweise schleicht sich dabei der Fehler in der Bestimmung des Plattenwiderstandes am Rundlauf ein. Es geschieht dies dadurch, daß Lilienthal die Windgeschwindigkeit aus dem Winddruck ermittelt, der auf eine dem Wind entgegenstehende quadratische Platte ausgeübt wird, wobei er die fehlerhafte Widerstandszahl von 1,03 zugrunde legt. Unter diesen Umständen fallen alle seine Messungen von vornherein um das (1,03:0,6) fache zu hoch aus. Es ist das sehr zu bedauern, da gerade die Messungen im natürlichen Wind mit sehr viel Sorgfalt und Mühe ausgeführt worden sind und Lilienthal selbst die dabei gewonnenen Ergebnisse zu unrichtigen Schlüssen auf die Größe der Auftrieb- und Widerstandskräfte benutzt hat.

Nichtsdestoweniger hat Lilienthal mit diesen Messungen der praktischen Aerodynamik sehr große Dienste geleistet, und es ist namentlich hervorzuheben, daß er als erster auf die Abhängigkeit der Windkraft vom Seitenverhältnis der Platte und auf das günstige Verhalten der gewölbten Platte hingewiesen hat.

Zeitlich folgen nun die Versuche von Dines, der seine Messungen in Hersham (England) ausgeführt hat, und von Langley, der in Amerika tätig war. Beide arbeiten mit Rundlaufapparaten von großen Abmessungen (17 bis 18 m Dmr.) und erzielen hohe Geschwindigkeiten (bis 25 m/sk). Ihre Versuchsergebnisse sind die besten, die mit Rundlaufapparaten gewonnen sind, und namentlich Dines ist der erste gewesen, der auf das eigentümliche Verhalten der quadratischen Platte zwischen 30° und 40° Neigung hingewiesen hat.

Eine große Verbreitung besonders in Deutschland haben die Versuchsergebnisse von F. v. Lößl gefunden, der seine Versuche zur Bestätigung einer von ihm aufgestellten Lufthügeltheorie ausgeführt hat. Er gibt die Zahl ζ der resultierenden Windkraft unabhängig vom Plattenformat an zu

$$\zeta = \sin\alpha,$$

wobei α den Neigungswinkel der Platte gegen die Fortschreitungsrichtung bedeutet. Mit den neueren Versuchsergebnissen stimmt diese Formel nicht mehr überein.

Zu den besten Versuchen der letzten Zeit gehören die Arbeiten von Eiffel, dem Erbauer des Eiffelturmes. Eiffel hat sowohl im Freien wie auch im künstlichen Luftstrom Versuche angestellt. Bei den Versuchen der ersten Art[1]) spannte er ein Seil vom zweituntersten Stockwerk des Eiffelturmes bis zur Erde und ließ längs desselben eine Vorrichtung herunterfallen, an der die schräggestellte Platte befestigt war. Zeit, Geschwindigkeit und Widerstandskomponente der Windkraft wurden aufgezeichnet. Eiffel hat mit dieser Vorrichtung den Widerstand vieler Körper bestimmt; von Platten hat er nur die quadratische untersucht und hierfür die Abhängigkeit zwischen der Windkraft und dem Neigungswinkel α durch die Formeln wiedergegeben:

$$\zeta = \frac{\alpha}{30}\,0{,}6 \qquad \text{für } \alpha < 30^0$$

$$\zeta = \text{konst} = 0{,}6 \qquad \text{für } \alpha > 30^0.$$

Diese Werte zeigen noch beträchtliche Abweichungen gegenüber seinen eigenen und unsern neueren Messungen. Von praktisch größerer Wichtigkeit für die Aerodynamik sind seine Untersuchungen über den Widerstand der senkrecht vom Winde getroffenen Platte, die für alle andern Messungen als Vergleichzahlen sehr wichtig sind. Er bestimmte die Widerstandszahl der senkrecht vom Winde getroffenen Platte von 50 und 50 cm Seitenlänge zu 0,6, und er gibt ferner an, daß dieser Wert mit Verdopplung der linearen Abmessungen der Platte um etwa 6 vH wächst. Wenn die letztere Angabe sich auch sicherlich noch nicht ganz mit der Wirklichkeit deckt, so verdient doch Eiffels Angabe der Widerstandszahl für quadratische Platten von 25 bis 100 cm Seitenlänge zu 0,56 bis 0,63 viel Vertrauen.

Neben diesen Fallversuchen hat Eiffel in jüngster Zeit Widerstandsmessungen in einem künstlichen Luftstrom angestellt, deren Ergebnisse er in seinem Werk »La résistance de l'air et l'aviation« veröffentlicht hat. Eiffel stellt diese Versuche in einem freien Luftstrahl von 1,50 m Dmr. an, der im Ansaugerohr eines großen Ventilators erzeugt wird. Es wird dabei, ähnlich wie bei der Prandtlschen Anordnung in Göttingen[2]), die Luft in geschlossenen Bahnen geführt, so daß immer wieder dieselben Luftteilchen vom Ventilator angesogen werden. Eiffel hat in seiner Versuchsanstalt alle möglichen Plattenformate mit den verschiedensten Profilen — eben, kreisbogenförmig gewölbt, an der Vorderkante verdickt usw. — untersucht. Seine Ergebnisse an der ebenen Platte von 20 und 20 cm Seitenfläche sind in Fig. 2 mit eingetragen, wo ebenfalls die Ergebnisse aus den vorhin erwähnten Versuchen aufgenommen sind. Die Werte von ζ sind in dieser Figur auf gleiche Größe bei 90° — und zwar $\zeta_{90^0} = 0{,}6$, wie es sich nach den neueren Versuchen als ungefähr zutreffend herausgestellt hat — reduziert, wodurch eine gute Uebereinstimmung der meisten Versuchsergebnisse in dem vor allem in Betracht kommenden Gebiet bei kleinen Neigungswinkeln erzielt wird. Ebenfalls beigefügt sind in

[1]) s. G. Eiffel: Recherches expérimentales sur la résistance de l'air: Paris 1907.

[2]) s. Z 1909 S. 171.

Fig. 2.

Werte des Koeffizienten ζ für quadratische Platten.

Die tatsächlich erhaltenen Werte von Duchemin sind mit $\frac{0,6}{0,63}$, die von Lilienthal mit $\frac{0,6}{1,03}$, von Dines mit $\frac{0,6}{0,66}$, von Langley mit $\frac{0,6}{0,68}$, von Eiffel (Fallversuche) mit $\frac{0,60}{0,61}$, von Eiffel (Versuchsanstalt) mit $\frac{0,6}{0,53}$, von v. Lößl mit $\frac{0,6}{1,0}$, von Föppl mit $\frac{0,6}{0,55}$ multipliziert worden, um diese Koeffizienten bei 90^0 von gleicher Größe zu machen.

dieser Zusammenstellung die vom Verfasser in der Göttinger Versuchsanstalt durchgeführten Versuche, über die nachher noch ausführlicher berichtet werden soll.

2) Die theoretische Behandlung der Strömungsvorgänge, soweit sie für die Praxis Bedeutung hat.

Auf kaum einem andern Gebiet findet man in der Praxis eine ähnlich starke Abneigung gegen die Theorie wie auf dem Gebiet der Aerodynamik. Es ist das auch nicht zu verwundern: Das, was im allgemeinen dem — wenn ich mich so ausdrücken darf — theoretischen Praktiker zugänglich ist, besteht darin, daß Differentialgleichungen für ein Flüssigkeitselement aufgestellt werden, die sich unter vereinfachenden Voraussetzungen integrieren lassen. Man erhält dann Ergebnisse, die, so interessant sie für den Mathematiker und theoretischen Physiker sind, mit den einfachsten und wichtigsten Tatsachen in vollkommenem Widerspruch stehen — ich erwähne nur das eine Ergebnis, daß der Widerstand eines jeden Körpers verschwindet. Unter diesen Umständen ist es ganz selbstverständlich, daß der Praktiker alle theoretischen Ergebnisse mit großem Mißtrauen ansieht.

Es soll nun durchaus nicht mein Bestreben sein, hier in der herkömmlichen Weise die Eulerschen Gleichungen aufzustellen, die nötigen Vereinfachungen daran zur Ermöglichung der Integration vorzunehmen und dann für einen möglichen Fall die Integration auszuführen; ich will hier nur versuchen klar zu machen, daß gewisse theoretische Ergebnisse für die Praxis äußerst wertvoll sind.

Ich muß mich zuerst mit der Frage befassen, welche physikalischen Eigenschaften dem Fluidum zukommen, für das die theoretische Aerodynamik eine Lösung liefern kann. Die Theorie ist, um zu Ergebnissen zu gelangen, gezwungen, eine nicht zusammendrückbare Flüssigkeit vorauszusetzen. Für Wasser, das ja nur in äußerst geringem Maße zusammendrückbar ist, bedeutet diese Voraussetzung keine Einschränkung. Aber auch für Luft ist sie bei den gewöhnlich vorkommenden Geschwindigkeiten von untergeordneter Wichtigkeit, wie wir beispielsweise für die Verhältnisse bei unsern eigenen im nachfolgenden mitgeteilten Versuchen nachweisen wollen. Die bei uns verwendeten Geschwindigkeiten lagen unter 9 m/sk, die Geschwindigkeitshöhen $\frac{\gamma v^2}{2g}$ unter 5 mm Wassersäule; eine Vermehrung des Luftdruckes um die Geschwindigkeitshöhe hat also nur eine Volumänderung von weniger als $^1/_2$ vT zur Folge. Die Zusammendrückbarkeit der Luft hat demnach in der Tat bei nicht zu hohen Geschwindigkeiten nur wenig Einfluß auf die Strömung. Die Theorie setzt weiter eine reibungslose Flüssigkeit voraus. Oertliche Geschwindigkeitsunterschiede haben in einer Strömung, wie man aus Versuchen weiß, Reibung im Gefolge, und zwar nimmt man die Größe der Reibungskraft unabhängig vom Druck und proportional der ersten Potenz der Geschwindigkeit der Winkeländerung an. Das Vorhandensein von Flüssigkeitsreibung bewirkt, daß die kinetische Energie, die einer Flüssigkeitsmenge mitgeteilt worden ist — z. B. dadurch, daß ein Körper durch die Flüssigkeit gedrungen ist —, allmählich in Wärme umgesetzt wird. Ohne Reibung kann die Bewegung, die einmal in eine abgeschlossene Flüssigkeitsmenge gekommen ist, nicht mit der Zeit verschwinden, es sei denn, daß äußere Kräfte einwirken. Die stationäre Strömung einer reibungsfreien Flüssigkeit um einen Körper hat demnach, wenn man von der Annahme, daß Energie beständig ins Unendliche getragen wird, absieht, zur Folge, daß durch den Körper keine Energie auf die Flüssigkeit übertragen wird, d. h., daß der Körper keinen Widerstand erfährt. Man sieht aus dieser Betrachtung, wie wesentlich die Reibung die Flüssigkeitsströmung beeinflußt. Trotzdem wird die Theorie zur Vernachlässigung der Reibung gezwungen, da die Behandlung eines reibenden Körpers zu viel Schwierigkeiten bietet, die sich nur durch Vernachlässigung andrer Tatsachen in wenigen Fällen überwinden lassen. Die Vernachlässigung der Reibung ist die Hauptursache für die Abweichungen zwischen Theorie und Praxis. Wir wollen uns deshalb zuerst ein Bild darüber machen, wie man sich die Beeinflussung der Strömung durch die Reibung vorzustellen hat.

An und für sich ist die innere Reibung der Luft oder des Wassers sehr klein. Wenn man sich für ein theoretisches Strombild aus der örtlichen Aenderung der Geschwindigkeit und der Reibungszahl die gesamte Reibungsenergie, die in der Zeiteinheit verbraucht wird, berechnen wollte, ohne auf die durch die Reibung verursachte Aenderung des Strombildes Rücksicht zu nehmen, so würde sich nur ein sehr geringer Betrag ergeben. Die Hauptbeeinflussung des Widerstandes durch die Reibung ist von sekundärer Wirkung. Die Strömung wird durch die Reibung in ihrem Gesamtbild vollkommen geändert — es werden Wirbel erzeugt, die noch in weiter Ferne hinter dem Versuchskörper Strömungen mit beträchtlichen Geschwindigkeitsgradienten hervorrufen —, und das führt erst den starken Energieverbrauch durch die Reibung herbei. Prandtl hat in seiner Grenzschichtentheorie[1]) zuerst darauf hingewiesen, daß durch die Reibung eine Ablösung der Strömung auf der der Strömung abgekehrten Seite des Körpers hervorgerufen wird. Von der Ablösungsstelle ab bilden sich Wirbel in der Strömung aus, die sich bis weit hinter den Körper fortsetzen und durch die großen örtlichen Geschwindigkeitsunterschiede die Energie, die durch den Körperwiderstand frei wird, in Wärme umsetzen. Prandtl zeigt, daß diese unruhige Strömung erst hinter dem Körper stattfindet. Es bildet sich in den meisten Fällen auf der Anströmseite davon ganz unabhängig eine der theoretischen Strömung (Potentialströmung) ähnliche Strömung aus. Daß dies Letztere tatsächlich in sehr weitgehendem Maße zutrifft, zeigen z. B. die Messungen von

[1]) Verhandl. des intern. Mathematikerkongresses 1904.

G. Fuhrmann in der Göttinger Modellversuchsanstalt[1]) an Modellen, die eine ähnliche Form wie die Lenkballone hatten und für die die Potentialströmung bekannt war. Die Modelle wurden in den Windstrom gebracht und die Druckverteilung an den verschiedenen Stellen der Oberfläche ermittelt. Es ergab sich, daß sie auf dem Vorderteil fast vollständig mit der Druckverteilung nach der Potentialströmung übereinstimmt, während sich am Schwanzstück eine völlige Abweichung bemerkbar macht. Die wirbelnde Strömung setzt bei diesen Modellen erst dort ein, wo der Querschnitt durch den Ballonkörper etwa noch $^1/_{12}$ bis $^1/_{15}$ der Fläche des Hauptspantquerschnittes beträgt. Bis zu dieser Stelle gibt also die Potentialströmung ein sehr gutes Bild von den tatsächlichen Verhältnissen.

Aber nicht nur bei diesen Ballonmodellen, sondern auch bei andern Körpern, vor allem auch bei geneigten Plattenflächen, findet auf der Anströmseite ein der Potentialströmung sehr ähnliches Strömen statt. Man erhält demnach durch richtige Beurteilung der Ergebnisse der Strömungstheorie die Möglichkeit, in vielen Fällen sich ein ungefähres Bild von den tatsächlichen Strömungsvorgängen zu machen, und darin liegt ein großer praktischer Wert, der nicht zu unterschätzen ist. Unter diesen Umständen verlohnt es sich wohl, den Gedankengang, der zum Aufstellen der Gleichungen führt, kurz zu skizzieren, ohne dabei auf den mathematischen Teil an dieser Stelle näher einzugehen. Der Einfachheit halber werde eine ebene Strömung betrachtet.

Durch die Koordinaten x und y wird ein Punkt der Ebene bezeichnet, durch u und v die Geschwindigkeiten in diesem Punkt in Richtung der Koordinatenrichtungen — oder die resultierende Geschwindigkeit nach Größe und Richtung —, durch p der Druck und durch ϱ die Dichte oder das spezifische Gewicht. Gebe ich keine Gleichungen an, so heißt das in der Sprache der Mathematik, an jedem Punkt der Ebene kann eine beliebige und beliebig gerichtete Geschwindigkeit und ein beliebiger Druck vorhanden sein. Um eine solche Strömung zu verwirklichen, müßte uns eine Flüssigkeit zur Verfügung stehen, deren einzelne Bestandteile sich in keiner Weise gegenseitig beeinflussen (also beliebig zusammendrückbar), wobei der Druck von außen erzeugt werden müßte, und die außerdem an jeder Stelle ihre Masse und ihre Dichte ϱ vergrößern oder verkleinern könnte. Eine solche Strömung hat natürlich mit der Wirklichkeit nichts gemein. Erst durch das Aufstellen von Gleichungen wird eine Flüssigkeit erhalten, die sich mit der Wirklichkeit vergleichen läßt.

Eine wirkliche Flüssigkeit: Wasser oder Luft, entsteht oder verschwindet nirgends, man nennt diese Eigenschaft Kontinuität; sie ist ferner (s. S. 1932) nicht zusammmendrückbar. Der theoretischen Flüssigkeit wird diese Eigenschaft durch die Kontinuitätsgleichung auferlegt, die durch Betrachtung an einem Flüssigkeitselement erhalten wird und die lautet:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Die gedachte Flüssigkeit wird dadurch schon vernünftiger. Es läßt sich schon eher eine stationäre Strömung denken, die an jeder Stelle beliebig ist, doch so, daß die Flüssigkeit immer aus den gleichen Teilchen besteht, die sich nicht zusammendrücken lassen. Für die wirklichen Strömungen besteht nun aber noch die mechanische Grundgleichung: Kraft = Masse $\times$ Beschleunigung, die für jedes kleinste Teilchen erfüllt sein muß. Es ergibt sich hieraus, daß für eine ganz beliebige stationäre Strömung — oder wie der Mathematiker sagt: für u und v = Funktion von x und y —, bei der nur die Volumbeständigkeit durch Befriedigung der obigen Gleichung erfüllt ist, die Druckverteilung, die jedem Teilchen an jeder Stelle die nötige Beschleunigung gibt, schon durch die Wahl von u und v festgelegt ist. Es entsteht nun die Frage, ob ich für eine beliebig gewählte stationäre Strömung — mit Einschränkung nach Gl. (1) — auch immer die Druckverteilung, die zur Erzielung der durch die Wahl von u und v festgelegten Beschleunigungen nötig ist, finden kann. Das ist im allgemeinen nicht möglich, und wir erhalten eine weitere Einschränkung. Man sieht das leicht ein. Fig. 3 stelle die xy-Ebene dar, in der die Geschwindigkeitskomponenten u und v für jeden Punkt festliegen mögen. In a habe ich die Geschwindigkeitskomponenten u_a und v_a, in b u_b und v_b. Der Druckanstieg, der von a nach b stattfindet und der die nötigen Beschleunigungen liefert, ist damit gegeben. Durch die Geschwindigkeiten ist ebenso der Druckanstieg von b nach d, von a nach c und von c nach d festgelegt. Es ergibt sich daraus von selbst die weitere Bedingung, daß der Druckanstieg auf dem Weg von a nach d über b von gleicher Größe ist wie auf dem Weg von a nach d über c, da der Druck in d unabhängig von der Richtung, aus der ich komme, einen eindeutigen Wert hat. Mit andern Worten: die Geschwindigkeitsverteilung muß ich so wählen, daß die Druckverteilung, die zu ihrer Aufrechterhaltung nötig ist, verwirklicht werden kann. Der Mathematiker sagt, die Strömung muß wirbelfrei[1]) sein, was durch die Gleichung (II) $\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial x}$ ausgedrückt wird. Man sieht also, daß auch die letzte Bedingung für die wirklichen stationären beständigen Strömungen einer Flüssigkeit mit vernachlässigbar kleiner Reibung unbedingt erfüllt ist. Alle zweidimensionalen Strombilder, die den Gleichungen (I) und (II) genügen, kann man durch Aufstellung eines Strömungspotentials Φ zusammenfassen, das mit den Strömungsgeschwindigkeiten in engster Beziehung steht. Es läßt sich nämlich beweisen, daß bei allen diesen Strömungen die Geschwindigkeit von einem Potential abgeleitet werden kann, derart, daß $\frac{\partial \Phi}{\partial x} = u$ und $\frac{\partial \Phi}{\partial y} = 0$ ist. Durch die Angabe des Potentials Φ ist die Wirbelfreiheit schon von selbst gegeben. Damit die Strömung auch die Kontinuitätsbedingung 1 erfüllt, muß das Potential der Gleichung $\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} = 0$ genügen. Die Strömung läßt sich demnach durch Angabe des Potentials, das eine richtungslose Größe (Zahl) ist, an jeder Stelle wiedergeben, und hiermit ist für die Berechnung eine wesentliche Erleichterung gegeben

Fig. 3.

Die Voraussetzungen, die bei der Aufstellung der Gleichungen einer Potentialströmung gemacht werden, sind für jede stationäre Strömung oder jeden stationären Teil der Strömung einer Flüssigkeit mit kleiner Reibung (Luft, Wasser usw.) erfüllt, oder jede stationäre Strömung ist tatsächlich eine Potentialströmung[2]).

Wo tritt nun tatsächlich eine Strömung, die durch die Gleichungen (I) und (II) ausgedrückt ist, ein? Ueberall, wo ein stationäres Strömen stattfindet. Es ist schon darauf hingewiesen worden, daß die Bedingungen hierfür am besten erfüllt sind beim Strömen um Ballonkörper, bei denen sich erst am letzten Schwanzstück eine Abweichung von der Potentialströmung bemerkbar macht. Aber auch bei der Strömung um schräg vom Wind getroffene Platten wird unter gewissen Bedingungen eine Strömung erhalten, die mit der Potentialströmung sehr weit übereinstimmt. Es trifft dies nämlich für schwach gewölbte Platten, die nur wenig gegen die Strömungsrichtung geneigt sind, zu. Erst ganz am äußersten Ende der Platte macht sich hierbei eine Ablösung bemerkbar. Wir haben demnach in der Strömung um wenig geneigte, schwach gewölbte Platten ein Gebiet, wo die tatsächliche Strömung der Potentialströmung sehr ähnlich ist. Bei gewölbten Platten kommt es mehr auf die Größe des

[1]) s. Z. f. Flugtechn., Jahrg. 1 S. 129 u. f., Jahrg. 2 S. 165 u. f.

[1]) Richtiger: längs einer Stromlinie muß die Wirbelstärke konstant sein, was durch die Gleichung $\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} = \text{konst.} = c_1$ erfüllt wird. Da nun aber bei tatsächlich vorkommenden stationären Strömungen die Stromlinien in einer ruhenden bezw. gleichförmig bewegten Flüssigkeit beginnen, so wird c_1 für jede Stromlinie gleich null, wodurch dann die wirbelfreie Strömung unserer obigen Gleichung erhalten wird.

[2]) Der Einfluß der sehr kleinen Reibung bei Wasser und Luft ist ohne Belang.

Auftriebes an, der auch bei einer Potentialströmung erhalten wird, als auf die Größe des im Vergleich dazu kleinen Widerstandes, den die theoretische Strömung nicht liefert, und so sind hier die Ergebnisse der Potentialströmung besonders wertvoll für den Vergleich mit den tatsächlichen Strömungsvorgängen. Man hat deshalb schon auf verschiedene Weise versucht, Kraftergebnisse mit theoretischen Strömungen zu erhalten, die den durch Versuch gefundenen Kraftergebnissen möglichst nahe kommen. Am nächsten kommt diesem Ziel die Kuttasche Theorie, die theoretische Strömungen um unter beliebigen Winkeln geneigte Platten mit ebenem oder kreisbogenförmigem Querschnitt behandelt und die rechnerisch ähnliche Auftriebwerte liefert, wie sie durch den Versuch festgestellt werden.

Nach der Kuttaschen Theorie[1]) wird die Auftriebzahl einer unendlich breiten gewölbten Platte, die unter dem Winkel α gegen die Strömungsrichtung geneigt ist, durch die Formel dargestellt:

$$\zeta_\alpha = 2\pi \frac{\sin\frac{\beta}{2}}{\sin\beta} \sin\left(\frac{\beta}{2} + \alpha\right).$$

β bedeutet dabei den halben Zentriwinkel des Kreisbogens, der das Plattenprofil wiedergibt. Für nicht zu starke Wölbungen wird die Formel genau genug wiedergegeben durch die Form:

$$\zeta_\alpha = \pi \sin\left(\frac{\beta}{2} + \alpha\right).$$

Die Formel stimmt für kleine Wölbungen und geringe Steigungen ($\alpha <$ rd. 10^0) recht gut mit den Meßwerten überein, während sie für größere Steigungen oder für stärker gekrümmte Flächen $\left(\frac{\text{Pfeil}}{\text{Sehne}} > 1:15\right)$ in erheblicherem Maße abweicht. Man kann aber mit dem Grade der hier erreichten Uebereinstimmung von Theorie und Versuch im ganzen vollkommen zufrieden sein und darf sich nicht an den noch vorhandenen Abweichungen stoßen. Denn der praktische Wert der theoretischen Ergebnisse liegt nicht darin, daß sie die experimentelle Forschung nach den zu erwartenden Kräften ersetzen oder auch nur stützen könnten. Das ist bei den Vernachlässigungen, zu denen die Theorie gezwungen ist, nicht zu erwarten. Mit Hülfe der Strömungstheorie lassen sich aber das Zustandekommen des Strombildes und die Strömungsvorgänge im einzelnen erklären, und damit wird das Verständnis für Fragen aus der Hydro- und Aerodynamik im ganzen gehoben. Je mehr sich nun die zahlenmäßigen Ergebnisse einer Theorie an die Versuchsergebnisse anschließen, in desto weiter gehendem Maße werden Schlüsse vom theoretischen auf das tatsächliche Strombild berechtigt sein, und in dieser Hinsicht erfüllt die Kuttasche Theorie ihren Zweck sehr gut. Die Versuchswerte müssen dabei als der Prüfstein angesehen werden, an dem die Richtigkeit der theoretischen Zahlenwerte geprüft wird. Das Umgekehrte ist nach den Schwierigkeiten, die einer genauen Theorie entgegenstehen, für die nächste Zeit nicht zu erwarten.

Auf einen Fortschritt der theoretischen Aerodynamik aus allerjüngster Zeit, der eine Verbindung zwischen Theorie und Messung herstellt, ist noch hinzuweisen.

Wenn man das Bild, das bei der Strömung um einen Körper entsteht, betrachtet, Fig. 4, so fällt die große Regelmäßigkeit in der Anordnung der Wirbel hinter dem Körper auf. v. Kármán[1]) hat nun durch Betrachtung der Stabilität von beliebig angeordneten Wirbelreihen gefunden, daß bei einer bestimmten Lage der einzelnen Wirbel zu einander ein stabiles System erhalten wird. Zwischen diesem errechneten stabilen System und der tatsächlichen Wirbelanordnung, die sich aus der photographischen Aufnahme eines Strömungsbildes feststellen läßt, ist in weitgehendem Maße Uebereinstimmung vorhanden. Für die theoretische Wirbelanordnung läßt sich aber der sekundlich erzeugte Impuls und damit die Widerstandskraft des Körpers bestimmen, wozu nur die Frequenz der Wirbelablösungen im Verhältnis zur Körpergeschwindigkeit und die Entfernung zweier Wirbel von einander bekannt sein müssen. Beide Größen lassen sich leicht aus dem wirklichen Strombild ermitteln. Der dadurch gewonnene theoretische Wert, für senkrecht vom Wind getroffene Platten und Drähte bisher ermittelt, stimmt mit den Meßergebnissen bis auf einige Prozente überein. Es ist das ein Zeichen dafür, daß das von v. Kármán bestimmte theoretische Strombild dem wirklichen sehr ähnlich ist.

Fig. 4.

Wirbelnde Strömung hinter einem durch Wasser geschleppten Flächenstreifen. Aufgenommen von v. Kármán und Rubach.

3) Widerstandsergebnisse der Platten in der Göttinger Modellversuchsanstalt[2]).

Eine Beschreibung der Göttinger Modellversuchsanstalt, in der die im nachfolgenden wiedergegebenen Versuche durchgeführt worden sind, würde hier zu weit führen. Ich verweise auf die Beschreibung, die der Erbauer der Anstalt, Hr. Prof. Prandtl, in Z. 1909 S. 1711 gegeben hat. Nur so viel will ich erwähnen, daß es gelungen ist, in einem Kanal von (2×2) qm Querschnitt einen gleichmäßigen Luftstrom von einer Geschwindigkeit bis zu 10 m/sk zu erzeugen. Wie Versuche mit Rauchfäden[3]) gezeigt haben, strömt die Luft durch den Kanal gleichmäßig und fast ohne Wirbelbildung dahin. Die zu untersuchende Platte wird in den Kanal gehängt. Die Kräfte, die an ihr angreifen, werden an den Wagen abgelesen.

Die Aufhängung im Kanal.

Eine schematische Darstellung der Aufhängung der Platte ist in Fig. 5 wiedergegeben. Die Platte ist mit den sechs je 0,15 mm starken Drähten 2, 2, 2, 2, 3, 3 verbunden. Die Drähte gehen nicht unmittelbar zur Decke, sie hängen vielmehr an den Hebelarmen h_2 h_3 ... der um l_2 l_3 drehbaren Wellen w_2 und w_3. Die beiden Wellen tragen an ihren äußeren Enden zwei weitere Hebelarme a_2 und a_3, von denen Stangen s_2 s_3 zu den Wagen II und III führen. Die Wagen selbst bestehen aus je einem Waghebel, der auf Schneiden drehbar gelagert ist. Durch Verschieben der Gewichte g wird der Zug in den Stangen s_2 s_3 ausgeglichen, so daß ein kleiner Zeiger vor einer Teilung auf 0 einspielt. Diese Einstellung wird vorgenommen, während die Luft ruht. Wird nun der Wind an-

[1]) W. M. Kutta, Sitzungsberichte der Königl. Bayrischen Akademie der Wissenschaften 1911 S. 65.

[1]) s. Th. v. Kármán und H. Rubach: Ueber den Mechanismus des Flüssigkeits- und Luftwiderstandes, Physik. Zeitschrift 1912 S. 49 u. f.

[2]) Ausführlicher Bericht hierüber s. Jahrbuch der Motorluftschiff-Studiengesellschaft 1910/11. Die Anregung zu den Versuchen erhielt ich von Prof. Prandtl, der mir auch bei der Durchführung stets mit seinem Rat zur Seite stand. Ich möchte nicht versäumen, ihm hierfür auch an dieser Stelle meinen besten Dank auszusprechen.

[3]) in der Weise vorgenommen, daß der Luft beim Eintritt in den eigentlichen Versuchskanal an irgend einer Stelle Salmiaknebel zugeführt werden. Es zeigt sich dann, daß sich der Rauch nicht zerstreut, sondern sich als ein zusammenhängender Streifen durch den Kanal zieht.

Fig. 5.
Perspektivische Ansicht der aufgehängten Platte.

gestellt, so erfährt die Platte einen Auftrieb, dessen einer Teil durch die Drähte 2, 2 auf die Welle w_2 und durch die Stange s_2 auf die Wage II übertragen wird. Es muß nun g so lange verschoben werden, bis die Wage II einen neuen Gleichgewichtzustand eingenommen hat und der Zeiger wieder auf 0 einspielt. Der Wagebalken ist mit einer Teilung versehen, auf der die Verschiebung von g, die zum Herstellen des neuen Gleichgewichtzustandes nötig war, abgelesen wird. Da das Gewicht von g und die Hebellängen bekannt sind, läßt sich aus der Verschiebung die Größe der hinzukommenden Kraft angeben. Die Uebersetzung, mit der die Kraft von der Platte auf die Wagen übertragen wird,

Fig. 6. Wage I.

läßt sich leicht durch Anhängen von Gewichten an die Platte statisch nachprüfen. Die gleiche Messung wird mit der Wage III ausgeführt. Man erhält dann den Auftrieb in zwei Komponenten, die in bekannter Weise zu einer Resultierenden zusammengesetzt werden.

Durch die Aufhängung an den sechs Drähten sind der Platte 5 Freiheitsgrade genommen, die vier in einer Ebene liegenden Drähte 2, 2 . . . haben nur Einfluß auf 3 Freiheitsgrade. Die Bewegung in der Windrichtung, also senkrecht zu den Drähten, ist noch möglich. Sie wird aufgehoben durch den Draht x, der in der Richtung der Kanalachse zu dem Knotenpunkt k führt. Von k aus ist Draht y zur hinteren Kanalwand gezogen, während Draht z durch ein Loch in der vorderen Kanalwand in den Beobachtungsraum geführt ist. Die Drähte x, y, z liegen in einer Ebene. Da sie in k unter 120° zusammenlaufen, sind die Zugkräfte in ihnen von gleicher Größe. Draht z greift an dem einen Arm eines Winkelhebels der Wage I an; der andre Arm trägt ein verschiebbares Meßgewicht; der Hebel selbst ist auf Schneiden gelagert, so daß er kleine Ausschläge unter möglichst geringer Reibung ausführen kann. Ein Zeiger spielt wieder wie bei den Wagen II und III vor einer Teilung und zeigt dann auf 0, wenn das vom Drahtzug herrührende Drehmoment durch Verschieben des Meßgewichtes ausgeglichen ist. Der Zug in dem Draht wird beim Blasen des Windes um den Widerstand der Platte samt Aufhängung größer. Um die Wage wieder zum Einspielen auf 0 zu bringen, ist es nötig, das Meßgewicht entsprechend zu verschieben. Die Länge der Verschiebung wird abgelesen. Da die Hebellänge und die Schwere des Meßgewichtes bekannt sind, gibt die Verschiebung ein Maß für die Größe des Luftwiderstandes. Aus den Ablesungen der Wagen I, II und III wird die resultierende Luftkraft zusammengesetzt.

Es ist noch nötig, auf eine in Fig. 5 mit eingezeichnete Schwenkvorrichtung qbd aufmerksam zu machen, die dazu dient, die Platte vom Meßraum aus unter beliebigem Winkel zum Wind zu neigen.

In Fig. 6 und 7 sind die drei Wagen wiedergegeben. Ueber der Wage II in Fig. 7 sieht man eine weitere Wage, die zur

Fig. 7. Wage II und III.

Bestimmung von Drehmomenten um die Längsachse des Versuchskörpers dient. Bei den vorliegenden Messungen wurde sie nicht benutzt. Wie man aus den photographischen Wiedergaben sieht, fehlt es den Wagen nicht an Astasiergewichten, Hemmvorrichtungen, Oelbremsen usw. Ferner ist außer dem Meßgewicht ein besonderes Laufgewicht vorhanden, mit dem man die Wage, bevor der Wind bläst, zum Einspielen bringt. Der Grundgedanke dieser Wagenanordnung stammt von Prof. Prandtl, die konstruktive Durchführung von Dipl.-Ing.

G. Fuhrmann. Die ganze Einrichtung hat sich sehr gut bewährt.

Sehr wichtig für die Verwertung der Versuche ist es, die Windgeschwindigkeit so genau wie möglich zu bestimmen.

Fig. 8.

Seitliche Ansicht einer 20 cm tiefen Platte.

In der Göttinger Anstalt wird die Geschwindigkeit durch ein Pitot-Rohr gemessen, das an ein Mikromanometer angeschlossen ist und hinter der Platte in einer zur Windrichtung senkrechten Ebene vom Beobachtungsraum aus beliebig bewegt werden kann. Ein Pitot-Rohr hat bekanntlich eine dem Wind entgegenstehende Oeffnung, die statischen plus dynamischen Druck anzeigt, während der statische Druck allein an seitlichen Anbohrungen gemessen wird. Ein Schlauch steht mit der Oeffnung vorn, einer mit den seitlichen Anbohrungen in Verbindung. Die beiden Schläuche führen nach den beiden Seiten eines Mikromanometers, das den Druckunterschied anzeigt. Wenn durch den einen Schlauch nur der statische Druck, durch den andern nur der statische plus dynamische Druck übertragen würde, so wäre der Druckunterschied, den das Mikomanometer anzeigt, gleich dem dynamischen Druck $\frac{\gamma v^2}{2g}$. Das ist aber nicht der Fall; es zeigt sich vielmehr, daß besonders der statische Druck nicht einwandfrei übertragen wird. Es ist deshalb nötig, das Pitot-Rohr vor dem Gebrauch zu eichen, was auf dem Rundlaufapparat im Institut für angewandte Mechanik in Göttingen geschehen ist. Es wurde dabei für unser Rohr die Konstante zu 0,977 ermittelt. Wir müssen also den am Manometer abgelesenen Druckunterschied noch durch 0,977 dividieren und erhalten dann die wahre Geschwindigkeitshöhe $\frac{\gamma v^2}{2g}$. Es sei noch bemerkt, daß natürlich auch das Mikromanometer der Bauart Krell-Fueß vorher geeicht werden muß.

Die Platten, an denen die hier beschriebenen Messungen ausgeführt wurden, waren fast ausschließlich aus rd. 2,5 mm starkem Zinkblech von Hand getrieben und gut nachgerichtet. Fig. 8 zeigt das Plattenprofil. In der Mitte der Platte war ein Arm angelötet, an dem die Aufhängung von Wage III angriff. Weil der Widerstand des Armes einerseits für die verschiedenen Plattenstellungen verschieden groß ausfällt und anderseits durchweg weniger als 0,1 g beträgt, wurde er beim Ergebnis nicht berücksichtigt.

Es wurden nur Platten mit kreisbogenförmiger Wölbung untersucht, bei denen das Wölbungsverhältnis f (= Pfeil : Sehne) und das Seitenverhältnis λ verändert wurden. Für jede einzelne Platte mußte natürlich die Messung bei verschiedenen Neigungswinkeln durchgeführt werden. Die Ergebnisse wurden in Kurventafeln zusammengestellt, von denen einige wiedergegeben sind.

In Fig. 9 bis 11 sind Versuchsergebnisse an 8 Platten von gleichem Seitenverhältnis (1 : 4) wiedergegeben, bei denen das Wölbungsverhältnis zwischen 1 : ∞ — ebene Platte — und 1 : 8 schwankt. Fig. 9 stellt die Auftriebzahl ζ_a abhängig vom Neigungswinkel α dar, wobei, wie schon erwähnt,

$$\zeta_a = \frac{\text{Auftrieb}}{\text{halbe Geschwindigkeitshöhe} \times \text{Plattenfläche}} = \frac{a}{\frac{\gamma v^2}{g} F}$$

bedeutet. In Fig. 10 ist in gleicher Weise die Widerstandzahl ζ_w abhängig von α aufgetragen. In Fig. 11 ist die Lage der resultierenden Windkraft ebenfalls abhängig vom Neigungswinkel dargestellt.

In Fig. 12 sind die Auftriebzahlen einer Reihe stark gewölbter, in Fig. 13 die einer Reihe schwach gewölbter Platten von verschiedenem Seitenverhältnis eingetragen. In Fig. 14 sind Versuchsergebnisse an verschieden breiten ebenen Platten wiedergegeben. Die Widerstandzahl von senkrecht vom Wind getroffenen Platten ist in Fig. 15 abhängig vom Seitenverhältnis dargestellt.

Das bemerkenswerteste Ergebnis, das bei den vorliegenden Messungen erhalten wurde, ist sicherlich das eigentümliche Verhalten der ungefähr quadratischen — sowohl ebenen

Fig. 9 bis 11. Platten, 20 × 80 qcm groß, von verschiedener Wölbung.

Fig. 9.

Auftrieb abhängig vom Neigungswinkel (f = Wölbungspfeil).

Fig. 10.

Widerstand abhängig vom Neigungswinkel.

Fig. 11.

Entfernung s der Resultierenden von der vorderen Kante, abhängig vom Neigungswinkel.

wie auch gewölbten — Platte zwischen 38° und 42°. Etwas Aehnliches hat schon Ahlborn[1]) bei seinen vorzüglichen photographischen Strombildaufnahmen beobachtet: er fand eine sprunghafte Aenderung des Strömungsverlaufes, wenn man die Platte über einen gewissen Betrag neigt. Aus der Kurvendarstellung in Fig. 2 ersieht man ferner, daß Dines bei der quadratischen Platte eine sehr schroffe Veränderung der Windkraft bei Vergrößerung der Plattenneigung α zwischen 30° und 40° beobachtet hat. Die Kurve weist den »Dinesschen Höcker« auf, der oftmals angezweifelt worden ist. Bei meinen Messungen ist nicht nur der Höcker in noch viel schrofferer Form wie bei Dines in Erscheinung getreten, es wurde sogar bei quadratischen Platten zwischen 38° und 42° Neigung das Vorhandensein von zwei stabilen Strömungserscheinungen beobachtet, von denen die eine um 50 bis 70 vH größere Windkräfte im Gefolge hatte als die andre. In Fig. 16 und 17 ist es mir gelungen, den Stromlinienverlauf für beide Fälle durch Salmiaknebel sichtbar zu machen und zu photographieren. Die erste Strömung bewirkt die großen Koeffizienten. Der Wirbel setzt sich auf der Oberseite erst spät — schon nahe der hinteren Kante — an. Vorher strömt die Flüssigkeit längs der Platte hin. Zum Unterschied davon ist bei der Strömung Fig. 17 das ganze Gebiet hinter der Platte in wirbelnder Bewegung begriffen. Es fällt dadurch der Impuls der nach unten geschleuderten Flüssigkeit hinter der Platte großenteils fort, und daraus erklärt sich die Verminderung des Auftriebes (und damit Hand in Hand gehend des Widerstandes).

[1]) Vortrag in der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Fig. 13.

Platten von gleicher Wölbung und verschiedenem Seitenverhältnis.

Wölbungsverhältnis 0,46 : 12,0.

Fig. 12

Auftriebskoeffizienten von Platten von gleicher Wölbung und verschiedenem Seitenverhältnis.

Wölbungsverhältnis 1,45 : 20,0.

Auf Grund der im vorangehenden mitgeteilten und einiger im Jahrbuch der Motorluftschiff-Studiengesellschaft veröffentlichten Versuchsergebnisse habe ich Formeln für den Auftrieb und den Widerstand von Platten aufgestellt.

Ich habe mich dabei auf das Gebiet von — 3° bis + 8° oder 9° beschränkt. Innerhalb dieser Grenzen ist die Abhängigkeit der Werte von ζ_a und ζ_w vom Neigungswinkel α besonders einfach: ζ_a wächst etwa proportional α, und ζ_w setzt sich aus einem unveränderlichen und einem mit α^2 proportionalen Gliede zusammen. Die Werte für die ebene und für die gewölbte Platte habe ich nicht in einer Formel vereinigt, weil sich sonst ein zu schwerfälliger Ausdruck ergeben hätte. Die im folgenden wiedergegebenen Formeln eignen sich nur für die gewöhnlich vorkommenden Seitenverhältnisse $(a : b = \lambda)$ von $\lambda = 1 : 1,5$ bis etwa $1 : 15$. Wird das Verhältnis noch kleiner, nähern wir uns also der unendlich breiten Platte, so lassen sich die Formeln nicht mehr verwenden.

Fig. 14.

Ebene Platten von verschiedenem Seitenverhältnis.

Bei der ebenen Platte tritt die plötzliche Aenderung im Strömungsbild bei etwa 8° ein. Bis dahin ist

$$\zeta_a = \frac{\alpha}{16 + 54\lambda}$$

und

$$\zeta_w = 0{,}004 + 0{,}3\,\frac{d}{a} + \sin\alpha\,\zeta_a.$$

d bedeutet dabei die Stärke der Platte und *a* die Tiefe in der Stromrichtung. Der Neigungswinkel α ist in Graden zu messen. Die Konstante 0,004 rührt von der Oberflächenreibung her. Zu ihrer Abschätzung lagen nur wenig Versuche vor, und es mag wohl sein, daß sich der Einfluß der Oberflächenreibung, wenn einmal mehr Versuchsergebnisse vorhanden sind, in andrer Weise besser berücksichtigen läßt.

Fig. 15.

Widerstandskoeffizient für die senkrecht vom Wind getroffene rechteckige Platte, abhängig vom Seitenverhältnis.

Bei den gewölbten Platten kommt als eine weitere Veränderliche das Verhältnis Wölbungspfeil : Sehne $= \gamma$ hinzu. Die Formeln werden dadurch natürlich umständlicher. Sie gelten nur von $-3°$ (an dieser Stelle verschwindet der Auftrieb) bis $+8°$ oder $9°$ und beziehen sich auf Flächen, bei denen γ zwischen 0,015 und 0,1 liegt. Die Wölbung ist kreisbogenförmig vorausgesetzt. Im übrigen gelten die Bemerkungen, die wir bei den ebenen Platten gemacht haben. Es wird

$$\zeta_a = (\alpha + 3°)\left(0{,}32\,\gamma + \frac{1}{18 + 95\lambda}\right)$$

$$\zeta_w = 0{,}3\,\frac{d}{a} + 0{,}47\,\gamma + \frac{0{,}01}{100\gamma + 1} - 0{,}006 + 0{,}0005\,\alpha^2.$$

α ist wieder in Graden zu messen. Die Formel für ζ_a liefert für eine bestimmte Platte ein lineares Anwachsen der Auftriebzahlen mit dem Neigungswinkel α. Es sind also die kleinen Krümmungen, die die Kurven in diesem Gebiet bis 8° Neigung aufweisen (s. die Figuren), nicht berücksichtigt. Bei ζ_w ist das von α^2 abhängige Glied unabhängig von γ und λ angegeben. Wenn das auch nicht vollkommen mit den Tatsachen übereinstimmt, so ist doch der damit begangene Fehler nicht sehr groß. Die Abweichung der angegebenen Formeln von unsern Meßwerten beträgt bei den ζ_a-Werten unter 8 vH und bei den ζ_w-Werten unter 12 vH. Sinkt γ unter 0,015 oder steigt es über 0,1, so lassen sich die mitgeteilten Formeln nur mit geringerer Genauigkeit benutzen.

Für die senkrecht vom Wind getroffene Platte liefert die Formel

$$\zeta_{90°} = 0{,}72 - \frac{3}{7 + 5{,}5\left(\lambda + \frac{1}{\lambda}\right)}$$

sehr gute Uebereinstimmung mit den Meßergebnissen. Die in Fig. 14 strichpunktiert eingetragene Kurve ist nach dieser Formel gezeichnet. Es bedeutet hier wieder λ das Seitenverhältnis, und zwar ist es, da λ nur in der Form $\lambda + \frac{1}{\lambda}$ vorkommt, gleichgültig, ob man unter λ das Verhältnis $\frac{\text{größere Seite}}{\text{kleinere Seite}}$ oder $\frac{\text{kleinere Seite}}{\text{größere Seite}}$ versteht.

4) Widerstand von Drähten.

Um einwandfreie Messungen über die Windkräfte an Platten machen zu können, war es eine Vorbedingung, den Widerstandskoeffizienten von Drähten genau zu kennen. Mit unserer Versuchsanordnung ließ sich

Fig. 16 und 17.

Strömung um die gewölbte Platte von quadratischem Format bei 40° Neigung

bei großen Kräften.

bei kleinen Kräften.

nur der Widerstand der Platte mitsamt der Aufhängung bestimmen. Der Widerstand der Platte allein wurde als Unterschied zwischen dem Gesamtwiderstand und dem Widerstand der Drähte erhalten. Da sich bei kleinen Plattenneigungen der letztere Betrag mitunter beträchtlich größer als der erstere herausstellte, mußte auf die Messung des Drahtwiderstandes, die ja auch an und für sich praktische Bedeutung hat, besondere Sorgfalt verwendet werden.

Fig. 18.

Versuchsanordnung zur Ermittlung des Drahtwiderstandes.

Die Versuchsanordnung, deren wir uns zur Ermittlung des Drahtwiderstandes bedienten, ist in Fig. 18 dargestellt. Die Drähte x, y und z werden wieder wie bei der Plattenaufhängung verwendet, um den gesamten Windwiderstand auf die Wage I zu übertragen. Draht x läuft parallel zur Kanalachse zum Ring r, der durch Draht p mit der Decke des Windkanales verbunden ist. Am Ringe r ist ein auswechselbarer Draht q, der eigentliche Meßdraht, befestigt. q ist frei durch einen Schlitz im Fußboden in den Kellerraum unter dem Versuchskanal geführt und trägt ein Gewicht, das ihn straff hält. Die Widerstandsmessung wird nun für die gesamte Anordnung durchgeführt, wobei immer wieder der Draht q gegen einen andern von größerem Durchmesser ausgewechselt wird. Trägt man die Werte für die Gesamtmessung abhängig vom Durchmesser des jeweiligen Meßdrahtes auf, so läßt sich leicht auf den Widerstand der Aufhängung allein — Drähte x, y, z, p und Ring r — extrapolieren. Als Unterschied erhält man dann sofort den Widerstand des Meßdrahtes q.

Die Messungen wurden auf diese Weise an 15 Drähten (oder zylindrischen Rohren) von 0,05 bis 30 mm Dmr. bei 4 Geschwindigkeiten vorgenommen, so daß etwa 60 Versuchswerte zum Vergleich zur Verfügung standen. Es ergibt sich daraus, daß die Widerstandzahl bei den kleinen Drahtdurchmessern und Windgeschwindigkeiten durchaus keine konstante Größe hat, der Widerstand also weder proportional mit v^2 noch mit F ist. Bei den feinen Drähten sind die Reibungskräfte zwischen den einzelnen Flüssigkeitsschichten von ähnlicher Größe wie die Massenbeschleunigungskräfte, so daß sie nicht mehr gegenüber den letzteren vernachlässigt werden dürfen; wir befinden uns also in einem Gebiet, wo die Laminarreibung den Widerstand beeinflußt. Die Widerstandzahl ist jetzt nicht mehr unveränderlich, sie hängt vielmehr von 2 Größen, dem Drahtdurchmesser und der Windgeschwindigkeit, ab. Mit Hülfe der Lehren der mechanischen Aehnlichkeit läßt sich noch eine Beziehung zwischen diesen Größen angeben, die es gestattet, die Abhängigkeit der Widerstandzahl in einer einzigen Kurve darzustellen. Es sind nämlich zweidimensionale Strömungen um ähnliche Gebilde in den kleinsten Teilen ähnlich, wenn für sie das Produkt aus der Windgeschwindigkeit und der linearen Abmessung des Gebildes — bei uns Drahtdurchmesser — dasselbe ist. Es sind also für gleiches $[vd]$ gleiche Werte ζ zu erwarten. Wir haben deshalb in Fig. 19 ζ abhängig von vd aufgetragen. Die Punkte liegen innerhalb der Meßgenauigkeit auf der Verbindungskurve. Neben dieser Darstellung lohnt sich für den praktischen Gebrauch eine Zusammenfassung des Ergebnisses in einfachen Formeln. Es ist

$$\zeta = 0{,}45 \qquad \text{für } vd > 0{,}015 \text{ m}^2/\text{sk}$$

$$\zeta = 0{,}66 - 14\,[vd]_{\text{m}^2/\text{sk}} \quad \text{für } vd < 0{,}015 \text{ (aber} > 0{,}001) \text{ m}^2/\text{sk}.$$

Nach dieser Formel ist die strichpunktierte Kurve in Fig. 19 gezogen.

Zusammenfassung.

Die vielseitige Verwendung, die den Gesetzen des Luftwiderstandes in den verschiedenen Gebieten des Ingenieurwesens zukommt, wird hervorgehoben. Es folgt eine Zusammenstellung der bisherigen Luftwiderstandsversuche, wobei besonders auf die Ergebnisse an ebenen quadratischen Platten hingewiesen ist. Es wird dann auf die theoretische Behandlung der Strömungserscheinungen näher eingegangen und untersucht, inwieweit die Ergebnisse der Theorie mit den tatsächlichen Strömungen übereinstimmen. Eine Reihe Meßergebnisse, die in der Göttinger Modellversuchsanstalt an Platten von verschiedener Form und Wölbung gewonnen sind, werden wiedergegeben. Ueber den Widerstand von Drähten, dessen Ermittlung für die Messung an Platten nötig war, werden Angaben gemacht, die ebenso wie die Plattenergebnisse in Formeln zusammengefaßt sind.

Fig. 19.

Widerstand von Drähten, abhängig vom Produkt: Durchmesser × Geschwindigkeit.

Schiffselevator zum Ausladen von Sackwaren.[1])

Von **Gustav Schwanda.**

Das Gebiet der selbsttätigen Förderung der verschiedenen im Erwerbsleben wichtigen Massengüter ist in den letzten Jahren außerordentlich weit ausgestaltet worden, und selbst schwierig zu befördernde Massengüter werden heutzutage fast ohne jedes Eingreifen der Menschenhand von ihrem Lager zur Verwendungsstelle oder nach einem neuen Lagerplatz übergeführt. Bahnwagen, Schiffe und Fuhrwerke werden heute infolge der großen Stundenleistungen mit früher unbekannter Schnelle entleert, und die meisten Industrien können, wenn sie wettbewerbfähig und, soweit dies möglich, von Tagelöhnern unabhängig bleiben wollen, auf die mit der selbsttätigen Förderung verbundenen Ersparnisse und sonstigen Erleichterungen ihres Betriebes nicht verzichten.

Immerhin ist man noch nicht zu Fördereinrichtungen gekommen, die beliebig für jedes Massengut verwendbar wären; die Technik ist den Weg vom Einfachen zum Verwickelten gegangen und hat zunächst die für unser Wirtschaftsleben besonders bedeutungsvollen Massengüter bewältigt. Hier ist vor allem das Getreide zu nennen, neben der Kohle unser wichtigstes Massengut, dann die Kohle selbst und im weiteren Verfolg alle andern bekannten Schüttgüter.

Massengüter jedoch, die sich der selbsttätigen Förderung lange Zeit mit einer gewissen Hartnäckigkeit widersetzt haben, sind die gesackten Waren, die in ihrer Gesamtheit nicht als körniges oder halbflüssiges Material, wie die Schüttgüter, anzusprechen sind, sondern bei denen Einzelgewichte von 70 bis 80 kg oder 100 kg die Regel zu bilden pflegen, die aber unter sich von großer Gleichmäßigkeit sind. Im Getreideverkehr spielt die Sackware — trotz der Vorteile loser Fruchtarten — für die Beförderung auch heute noch eine große Rolle. Gewisse Getreidesorten, ferner die Oelfrüchte, werden in manchen Gegenden noch ganz ausschließlich in Säcken befördert, aber auch Zement, Mehl, Kohle, Salz, Kaffee, Südfrüchte und Hülsenfrüchte werden noch in der überwiegenden Mehrzahl in Säcken gehandelt und in den Verkehr gebracht, so daß die Technik an der recht große Kreise interessierenden Aufgabe, auch derartig gestaltete Massengüter in großen Mengen zu fördern, nicht vorübergehen konnte.

Erst in der allerletzten Zeit ist es gelungen, diese Aufgabe einwandfrei zu lösen; das von Pasckis & Paar, Wien, neu erbaute Lagerhaus der Königlich Ungarischen Fluß- und Seeschiffahrts-Aktiengesellschaft, Budapest, das am Donaukai in Wien in den Jahren 1910/11 errichtet worden ist, bietet ein schönes Beispiel der praktischen Anwendung der auf diesem Gebiet eingetretenen Fortschritte.

Sackwaren sind auch früher schon maschinell gefördert worden; doch waren es dann stets kranartige Maschinen in Form von feststehenden oder fahrbaren Drehkranen, Hochbahnkranen oder elektrischen Hängebahnen. Tatsächlich hat auch im vorliegenden Falle die erste Ausschreibung, an der sich verschiedene ungarische, österreichische und deutsche Firmen beteiligt haben, nur derartige Entwürfe gebracht. Immer war das tragende Organ ein Drahtseil oder eine Kette, wobei am unteren Ende ein oder mehrere Säcke befestigt waren. Dieses tragende Organ ist seiner Beschaffenheit nach wohl geeignet, das verhältnismäßig unförmige Einzelstück dieses Massengutes, als welches man die Säcke ansprechen kann, zu erfassen und fortzuschaffen. Der Nachteil der auf dieser Grundlage aufgebauten Förderanlagen besteht jedoch darin, daß der Betrieb ein unterbrochener ist, daß demnach alle nutzbaren Arbeitswege mit nutzlosen Rückwegen abwechseln müssen und daß zwischen Hin- und Rückweg stets die Möglichkeit vorlag, daß die die Maschine bedienende menschliche Kraft Pausen eintreten ließ, auf deren Abkürzung die Betriebsleitung nur einen verhältnismäßig geringen Einfluß haben konnte. Die Ueberlegenheit der ununterbrochenen Förderung ist auch anerkannt, und wo das Fördergut es irgend zuläßt, wird man diese Förderart jeder andern vorziehen.

Für die wagerechte Förderung von Sackwaren verwendet man mit Vorteil Bandförderer, die in ihrer Konstruk-

Fig. 1.

Fahrbare Sacklöschvorrichtung und maschinelle Einrichtung für Sackspeicher.

Maßstab 1 : 400.

28,5 15,0 22,0 6,0 ±0 −1,2 0,04 3,655 4,88 2,3 0,95 31,75

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

tion den für lose Schüttgüter üblichen außerordentlich ähnlich sind. Man kann mit solchen Gurtförderern auch geringe Neigungen überwinden, findet jedoch eine Grenze bald darin, daß ein gewisser Rutschwinkel nicht überschritten werden darf, da sonst die Säcke auf dem fördernden Gurte nicht mehr haften bleiben, sondern zurückgleiten. Für die senkrecht nach oben gerichteten Förderung, für die früher allgemein Winden oder Aufzüge üblich waren, verwendet man jetzt elevatorartige Konstruktionen, welche die Säcke in ununterbrochener Folge nach oben heben.

Das Wesen solcher Sackelevatoren besteht darin, daß 2 endlose Ketten über Kopf- und Fußrollen laufen und in unveränderlichem Abstande durch wagerechte Querstücke gehalten werden, auf die die Säcke senkrecht gestellt werden. Der Sack findet also bei der Förderung nach oben seinen Stützpunkt lediglich auf dem Querstück, von dem er aber abstürzen würde, wenn er sich nicht beim Hochgehen gegen eine hölzerne Rückenlehne stützen könnte, die im ganzen Elevator vom Fuße bis zum Kopf emporführt. Der in Fig. 1 dargestellte Querschnitt des schon genannten Sackspeichers zeigt einen dieser von Amme, Giesecke & Konegen in Braunschweig gelieferten Sackelevatoren, der nicht genau senkrecht gerichtet ist, sondern nach dem Speicherinnern in schwacher Neigung verläuft. Die am Fuße des Elevators aufgegebenen Säcke gelangen auf diese Weise bis zur Kopfrolle und werden über diese hinweg nach einer geraden Rutsche abgeworfen, welche quer durch den ganzen Speicher und schließlich bis zum Straßenfuhrwerk hinführt, das auf der Landseite des Speichers vorfährt.

Selbstverständlich können auch die Säcke, statt bis zum Elevatorkopf emporgehoben zu werden, schon in jedem dazwischenliegenden Stockwerk abgeworfen werden, wozu nur erforderlich ist, daß die erwähnte hölzerne Rückenlehne eine Oeffnung hat, durch welche die Säcke von selbst hindurchfallen. Zu dem Zweck ist ein Teil der Rückenlehne als aufziehbare Klappe hergestellt. An diese Abwurfstellen schließen sich Auffangtische oder gerade Rutschen an, die so angeordnet sind, daß sich die Säcke selbsttätig bis in weit entlegene Teile des Speichers bewegen.

Für die Ausspeicherung der Säcke aus dem Magazin in die Straßenfuhrwerke oder in die Eisenbahnwagen, wobei der Förderweg schräg oder senkrecht nach unten geht, benutzt man gerade Rutschen oder auch Wendelrutschen, von denen in der letzteren Zeit ein immer reichlicherer Gebrauch gemacht wird, nachdem sich gezeigt hat, daß der kostbare Lagerraum der Speicher durch solche Rutschen am wenigsten beeinträchtigt wird und daß auch das Gut weniger leidet als auf Treppenrutschen. Fig 1 zeigt auch zwei dieser Rutschen, die vom obersten Stockwerk bis zum Erdgeschoß hindurchlaufen und die Säcke an jeder beliebigen Stelle aufnehmen können, wie es auch stets möglich ist, sie aus der Wendelrutsche heraus in eine gerade Rutsche zur Verladung in das Fuhrwerk abzulenken.

Ein mit Bandförderern für die wagerechte Beförderung, mit Sackelevatoren und Wendelrutschen für den senkrechten Transport ausgerüsteter Sackspeicher hat in hohem Grade die Eigenschaft der Selbsttätigkeit, und die Ersparnis an Arbeitskräften gegenüber der früheren Art ist überraschend groß. Es fehlte aber in dieser Kette bislang noch an einem sehr wesentlichen Gliede, insofern die Säcke aus den Schiffen nur mit Kranen ausgeladen werden konnten. So findet man an der Donau mehrfach Sackspeicher, die in der beschriebenen Weise eingerichtet sind, wobei aber ein Drehkran die Säcke aus dem Schiffsraume heraushebt und am Fuße der Elevatoren niedersetzt. Das vom Kran gehobene Sackbund, meist aus 10 bis 20 Säcken bestehend, muß dann ausgeschlauft und Sack um Sack von Menschenhand auf die Mitnehmer des Elevators gesetzt werden.

Der Schiffselevator der Bauart Schwanda, erbaut von Amme, Giesecke & Konegen in Braunschweig, hat nun auch hierin Wandel geschaffen, insofern er die ununterbrochene Förderung auch auf die Schiffsentladung anwendet. Er stellt in seiner Konstruktion eine Verwendung der an sich bekannten und für Sackförderungen erprobten Elemente dar, wie die nachstehende Beschreibung ergeben wird.

Fig. 2 und 3. Skizze des Fahrgerüstes.
Maßstab 1 : 250

Die ganze Maschine wird von einem portalartigen Gerüst in Eisenkonstruktion getragen, das sich auf zwei Schienen abstützt, von denen die eine parallel und nahe der Böschungskante hinführt, während die andre auf Konsolen gelagert ist, die in etwa 6 m Höhe über S.-O. in die wasserseitige Front des Sackspeichers eingesetzt sind. Auf diesem Portal erhebt sich ein 23 m hoher Aufbau, der am oberen Ende eine Anzahl Rollen trägt, mit denen der Ausleger auf- und abgelassen werden kann, Fig. 2 und 3. Zum Heben der Säcke aus dem Schiffsinnern dient ein etwa 11 m langer Sackelevator gleicher Konstruktion, wie sie im Innern des Speichers, Fig. 1, verwendet worden ist; doch handelt es sich hier nicht um einen fest aufgestellten Elevator, sondern um ein schwebend in das vordere Ende eines Auslegers eingehängtes und mit einem Gehäuse versehenes Kettenwerk.

Der Ausleger ist, gemessen von Drehachse zu Drehachse, rd. 19 m lang. Er ist in seinen Einzelheiten in Fig. 4 bis 7 dargestellt, die erkennen lassen, daß zwei kräftig gehaltene eiserne Blechwangen mit einer oberen und unteren Abdeckung eine Art Kasten bilden, in dem ein Förderband eingebaut ist.

Durch Heben und Senken dieses Auslegers werden die verschiedenen Wasserstände, von einem niedrigsten von — 1,2 m, bei dem die Schiffahrt eben noch möglich ist, bis zu + 3,5, in welcher Höhe auch die Uferbahn verläuft, beherrscht. Die Wasserstände nehmen sogar noch größere Höhen an, wenn auch selten. Mit wachsendem Wasserstande nähert sich aber gleichzeitig der Donauschlepp der Böschungskante, und dementsprechend mußte die Konstruktion neben dem Spielraum in senkrechter Richtung auch noch den weit erheblicheren Unterschied in den wagerechten Entfernungen überwinden können. Dies geschieht dadurch, daß das landseitige Ende des Auslegers nicht fest, sondern in einem auf schräger Ebene verschieblichen Wagen gelagert ist. Die Neigung dieser Ebene, vergl. Fig. 2 und 3, ist ungefähr der Uferböschung des Donaukais angepaßt. Die Verschiebung erfolgt mittels eines mit endlosem nachspannbarem Seil ausgestatteten Windwerkes.

Die vom Sackelevator gehobenen Säcke gleiten auf das in den Ausleger eingebaute Sackförderband und werden mit ihm schräg nach oben gefördert, bis sie am landwärtigen Ende dieses Bandes abgeworfen werden. Sie fallen dabei auf einen zweiten Bandförderer, der dicht unter der Fahrbahn des Auslegers hinführt und dessen Kopfrolle die Säcke auf eine Holzrutsche gelangen läßt, welche die Verbindung des Außenelevators nach dem Speicherinnern darstellt[1]). Den Weiterlauf der Säcke läßt Fig. 1 erkennen. Die Säcke gelangen also vom Innern des Schlepps selbsttätig bei jedem beliebigen Wasserstande bis an den Fuß der Innenelevatoren und von dort — stets ohne weitere Bedienung — bis in die entferntesten Winkel des Innenraumes des Speichers oder auch in das Fuhrwerk.

Die Winde zum Heben und Senken des Auslegers wird durch einen Elektromotor getrieben, wie überhaupt alle wichtigen Bewegungen elektrisch angetrieben werden. An Motoren sind im Elevator vorhanden:

1 Motor von 8 PS für das Längsfahren sowie für den Antrieb des ansteigenden Bandes und der Hubwinde,

1 Motor von 5 PS für den Schwebeelevator und das Auslegerband.

Der Elevator bewegt sich von Luke zu Luke eines Warenbootes mit rd. 0,1 m/sk Geschwindigkeit. Er leistet stündlich an Säcken zu 80 kg zwischen 500 und 600 Stück, d. s. 40 bis 48 t, was für die 240 Schiffahrtstage des Jahres, jeden zu 10 st gerechnet, reichlich die gewünschten 100 000 t ergibt. Die Stundenleistung wurde der Leistung der Innenfördereinrichtungen angepaßt.

Die Anlage, die nun schon ein Jahr im Betrieb ist, hat die Ueberlegenheit der hier gewählten Bauart gegenüber den bisher beliebten Ausladearten in jeder Hinsicht klar bewiesen. Die Ausladekosten sind durch das Einstellen dieses Elevators auf ein Drittel der bisherigen Kosten herabgesetzt worden. Die Säcke werden ununterbrochen aus den Schleppzügen nach dem Speicherinnern befördert, und sowohl die im Schiffsraume beschäftigten Arbeiter wie die, welche das Aufstapeln im Speicherinnern zu besorgen haben, sind un-

Fig. 4 bis 7. Ausleger.

Maßstab: 1 : 50.

Segeltuch
15mm Blech
700
650
1400
10450
4900
2100
675
178
40
600
715
300
600
875
850
875
a
b
c
d

Schnitt a-b.

550

Schnitt c-d.

1290
300
125

[1]) Der ursprüngliche Entwurf sah nur ein Förderband für diesen Zweck vor, das durch eine Verbindung der Unterführung mittels Rollen bei jeder Stellung der beiden Ausleger stets die gleiche Länge behielt.

unterbrochen gleichförmig beschäftigt. Damit ist die Leistungsfähigkeit eines jeden Arbeiters weit besser ausgenutzt, wie überhaupt Gleichförmigkeit bei allen Beförderungen ein wesentliches Element bester Ausnutzung der Kräfte darstellt. Das Hebewerk wird den verschiedenen Wasserständen rasch durch eine einzelne Person angepaßt. Ebenso werden die zwei, drei oder vier Schiffsluken eines Warenbootes zwanglos aufgesucht; die Form des Schiffsdeckes und die verschiedene Lage der Luken spielt keine Rolle, und die Verbindung nach dem Speicherinnern, welche durch die zahlreichen dafür hergerichteten Fensteröffnungen fast in jeder beliebigen Lukenstellung hergestellt werden kann, ist stets gesichert.

Die besondere Form, die dieser Sackelevator bei dem Speicher der Kgl. Ungarischen Fluß- und Seeschiffahrts-A.-G. hat, ist durch die dort vorliegende Form der Uferböschung bedingt. Es steht aber nichts im Wege, diese nun schon vollständig erprobte und bewährte Bauart auch für jedes anders gestaltete Ufer zu verwenden, und man wird dort, wo gemauerte Kais mit steil abfallender Kaiwand zur Verfügung stehen, den Vorteil haben, daß der Elevator sich mit wesentlich geringeren Hauptaußenmaßen, also auch billiger erbauen läßt.

Zusammenfassung.

Es wird darauf hingewiesen, daß zum Entladen (Löschen) solcher Schiffe, die gesackte Waren bringen, bisher keine ununterbrochen arbeitende Vorrichtung bestand, und die Konstruktion einer solchen nebst deren Hülfseinrichtungen beschrieben, die wegen der vorhandenen schwierigen Wasserstand- und Uferverhältnisse als Universalbauart anzusehen und auch für andere Verhältnisse gut verwendbar ist.

Universal-Prüfmaschine.[1]

Von Dr. techn. **Max Kurrein** in Charlottenburg.

Das Materialprüfungswesen hat sich bereits soweit eingebürgert, daß die dazu erforderlichen Prüfmaschinen in allen Laboratorien und jedenfalls auch allen größeren Werken zu den unbedingt nötigen Ausrüstungsgegenständen gehören. In den meisten Fällen geht man jedoch mit Rücksicht auf die Anlagekosten und die daraus folgende Erhöhung der Unkosten nicht soweit, für die verschiedenen Prüfverfahren Sondermaschinen, welche die einfachste Bedienung und leichteste Uebersicht zulassen, aufzustellen, sondern man beschränkt sich auf die Universal-Prüfmaschine, die durch Ein- oder Umbau gestattet, Zug-, Druck-, Biege-, Scher- und Drehversuche durchzuführen. Die eine Gruppe dieser Maschinen ist hauptsächlich für Zugversuche eingerichtet, und ihre Konstruktion ist hierfür auch einfach und übersichtlich, während eine zweite Gruppe gleich von vornherein für die drei erstgenannten Versuche eingerichtet ist.

Bei der ersten Gruppe verschwindet die Uebersichtlichkeit und leichte Handhabung sofort, wenn es sich um das Einbauen der Teile für Druck- oder Biegeversuche handelt, gar nicht zu sprechen von der Zeit und Arbeit, die das mit ungeübten Arbeitern erfordert, so daß man bei Abnahmeversuchen, bei denen man aus irgend einem Grunde nicht die gleichartigen Versuche hintereinander machen kann, oft in Verlegenheit kommt. Die Maschine[1]) der zweiten Gruppe macht der einfachen Zerreißmaschine gleicher Bauart gegenüber einen verwickelten, wenig übersichtlichen Eindruck, was aber schließlich nicht so sehr ins Gewicht fällt. Bei einigermaßen größeren Proben wächst die Bauhöhe der Maschine stark, und die verschiedenen Proben kommen in ganz verschiedene Augenhöhe, was die Beobachtung erschwert. Ich sah auf einer Studienreise eine 100 t-Zerreißmaschine [2]) für Zug-, Druck- und Biegeversuche, bei der tatsächlich ein Fahrstuhl für den Beobachter angebracht war.

Fig. 1.

Materialprüfmaschine »Immerfertig«, auf Zugversuche eingestellt.

Für Laboratorien, die nur mit einer Maschine ausgerüstet sind und über wenig Bedienung verfügen, dabei aber doch für alle Versuchsarten eingerichtet sein müssen, ist es ein sehr wichtiger Vorteil, wenn der Wechsel von einer Prüfart zur andern mit möglichst wenig Arbeit, gegebenenfalls ganz ohne Hülfe von Bedienung in 3 bis 4 Minuten vor sich gehen kann. Diesen Bedingungen entspricht die in Fig. 1 bis 5 dargestellte Universal-Materialprüfmaschine, Bauart »Immerfertig«, der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen[3]) in weitgehendem Maße. Bei den Abnahmeversuchen hat sich ge-

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Meßgeräte) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[1]) Vergl. Z. 1909 S. 1950.

[2]) Vergl. Martens, Materialienkunde, Tafel 16; die Maschine war gleicher Bauart und Anordnung.

[3]) Der Firma sei an dieser Stelle für die freundliche Ueberlassung der Unterlagen bestens gedankt.

Fig. 2 bis 4. Materialprüfmaschine »Immerfertig«.

Maßstab: 1 : 25.

Fig. 2.

Fig. 4.

Fig. 3.

zeigt, daß man, abgesehen von der Einstellung auf Probenlänge, die Maschine von einer Prüfart auf eine beliebige andre, Drehversuche mit inbegriffen, tatsächlich in der oben angegebenen Zeit umstellen kann und mit eingelegten Proben versuchsbereit erhält. Die abgebildete Maschine ist mit allen üblichen Hülfsgeräten: Gebrauchs-, Kontroll- und $^1/_{10}$ Last-Manometer, Schreibvorrichtung und selbsttätigem Dehnungs- und Verdrehungsmesser ausgestattet, und von allen Versuchen kann man gleichzeitig mit der Ablesung an der Teilung des Dehnungsmessers Schaubilder erhalten. Ferner ist die Maschine mit Reibradvorgelege ausgestattet und für einen normalen, schnellaufenden Elektromotor gebaut, obwohl auch der sonst verwendete langsam laufende Motor mit der Maschine gekuppelt werden kann. Diese Teile sind allen Versuchsarten ebenso gemeinsam, wie die Kraftmeß- und Anzeigevorrichtungen. In der Ausführung für Zug-, Druck-, Biege- und Scherversuche mit Druckwasserantrieb statt des elektrischen dürfte die Maschine, was Bequemlichkeit und geringen Raumbedarf anbetrifft, nicht so leicht übertroffen werden.

Eine Maschine ähnlicher Bauart, Fig. 6, hatte die Firma bereits im Jahre 1904 geliefert; doch mußten bei dieser Maschine die Einspannteile für

die verschiedenen Versuchsarten jedesmal entfernt werden. Bei der hier besprochenen Maschine bleiben dagegen sämtliche Einspannteile mit der Maschine in Verbindung, infolgedessen fällt jedes neue Auswuchten der Maschine beim Uebergang von einer Versuchsart zur andern weg, die Umstellung verbraucht wenig Zeit und Arbeit, Hülfskräfte sind entbehrlich, und alle Proben liegen in fast gleicher Arbeitshöhe.

Es werden eine doppeltwirkende Meßdose, die auf Zug und Druck arbeitet und als bekannt vorausgesetzt werden kann, und die von mir entworfenen[1]) Revolverköpfe verwendet. Der kraftmessende und -anzeigende Teil für alle Versuchsarten befindet sich in dem beweglichen oberen Kopf; dieser trägt rechts einen Umschalthebel a, womit die Meßdose durch einen Handgriff auf Zug oder Druck eingestellt wird, Fig. 2. Die ebenfalls an der in langen Führungen der Grundplatte auf und nieder bewegt wird.

Die Grundplatte enthält sämtliche Teile des Antriebes und trägt auf ihrer Oberseite eine kräftige Schlittenführung d, Fig. 3, worin der untere Revolverkopf sowie das zweite Biegeauflager verschoben und festgestellt werden können. Die Arbeitsweise und Einstellung des unteren Revolverkopfes ist die gleiche wie oben. Den Antrieb vermittelt eine in der Grundplatte gelagerte Schraube e, deren große Bronzemutter im unteren Querhaupt c gelagert ist. Der Axialdruck der Schraube nach beiden Richtungen wird durch zwei reichlich bemessene Kugellager aufgenommen, die so geschmiert werden, daß das Oel seinen Weg durch alle Teile des Antriebes nehmen muß, während das zur Schmierung des Schneckenradantriebes dienende Oelbad davon vollständig getrennt bleibt. Die Schraube wird durch ein Schneckenrad und eine vom Reibradvorgelege angetriebene Schnecke bewegt. Diese läuft in Ringschmierlagern und wird durch ein doppeltwirkendes Kugeldrucklager abgestützt. Die Schneckenwelle kann, ohne daß die übrigen Teile des Antriebes entfernt werden müssen, aus der Grundplatte herausgezogen werden, während die in der Grundplatte gelagerten Teile nach Hochziehen des Deckels nachgesehen werden können.

Fig. 5.

Materialprüfmaschine »Immerfertig«, auf Biegeversuche eingestellt.

Fig. 6.

Maschine für Zug-, Druck- und Biegeversuche.

diesem Kopf befestigten Manometer und andern Geräte sind bekannt. Weiter unten folgt der obere Revolverkopf b, der die Einspannung für Zugversuche nach der bekannten Bauart der Firma mit Schnelleinstellung und kugeliger Lagerung für die Keile und Büchsen trägt. Eine Seite des Kopfes dient zum Anschluß für Dreh- und Scherversuche. An der nächsten Seitenfläche ist die mittlere Biegeschneide und an der gegenüberliegenden die kugelig gelagerte obere Druckplatte angebracht. Demnach ist es nur erforderlich, den Einspannkopf soweit um seine Achse zu schwenken, daß die gerade nötigen Einspannteile nach unten oder beim unteren Kopf nach oben stehen, und ihn dann mittels des Einsteckstiftes zu sichern. Der obere Kopf bildet mit den beiden kräftigen Säulen und dem unteren Querhaupt c einen festen Rahmen,

Die Verdrehvorrichtung f, Fig. 3 und 4, hat einen zwischen Hauptgestell der Maschine und Reibvorgelege eingebauten Gußeisenständer, der an einem Ende den Meßhebel g, Fig. 2, und am andern Ende den Antrieb trägt. Der Meßhebel g wird mit seiner Endschneide in den oberen Revolverkopf eingehängt, während der Antrieb durch eine Klauenkupplung mit der Hauptwelle h des Reibvorgeleges gekuppelt wird. Dann ist die Schneckenwelle der Grundplatte ausgekuppelt und steht still.

Der an der äußersten Linken der Maschine ersichtliche Handantrieb i kann bei jeder Versuchsart verwendet werden.

[1]) D. R. P. Nr. 235136.

Die Teile des äußeren Antriebes, Reibvorgelege, Regelanlasser usw. sind bekannt.

Der Beobachter hat nicht allein die Proben aller Versuchsarten von seinem Stand bei den Regelhebeln aus sowie die Anzeigevorrichtungen bequem vor Augen, um dem Gange des Versuches folgen zu können, sondern es bleiben auch die drei Seiten des Hauptständers der Maschine vollständig frei, um Nebengeräte anbringen oder größere Proben in die Maschine einführen zu können.

Die abgebildete 30 t-Maschine nimmt Proben bis zu folgenden Abmessungen auf:

Zug: 25 mm Dmr. oder (25 × 60) qmm Querschnitt, 900 mm gestreckte Länge,
Druck: (140 × 140) qmm, 900 mm Knicklänge,
Biegung: (320 × 200) qmm, 1000 mm Auflagerentfernung,
Scheren: 20 mm Dmr.,
Verdrehen: (80 × 80) qmm, 500 mm Länge zwischen den Köpfen.

Die Maschine muß nicht unbedingt mit der Einrichtung für Drehversuche gebaut werden, sondern kann auch nur für Zug-, Druck- und Biegeversuche eingerichtet werden. Bei Zug-, Druck- und Scherversuchen stehen die beiden Revolverköpfe in der Mittellinie der Maschine untereinander. Bei Biegeversuchen, Fig. 5, stehen der untere Revolverkopf und das zweite Biegeauflager nach der Teilung auf beiden Seiten der Schlittenführung, wo sie auch festgestellt werden. Bei Drehversuchen ist der untere Revolverkopf gleichfalls nach der Seite verschoben.

Die Regelung der Heißdampftemperaturen.[1]

Von **Generlich.**

Bei der Berechnung der Heizfläche eines Ueberhitzers sind in erster Linie die zu überhitzende Dampfmenge und die gewünschte Temperatur maßgebend. Des weiteren sind zu berücksichtigen die Temperatur der den Ueberhitzer umspülenden Feuergase, d. i. die Feuerzone, in welche der Ueberhitzer eingebaut werden soll, und der verwendete Brennstoff Es ist demnach bei einer bestimmten Ausführung die Dampftemperatur im Betriebe selbst von einer Reihe von Umständen abhängig, die erheblichen Schwankungen unterworfen sind. Eine bestimmte Temperatur wird immer nur unter gewissen Vorbedingungen erreicht werden. So wird bei mäßiger Dampfleistung und geringer Rostbeanspruchung oder auch bei zeitweilig schlecht unterhaltenem Feuer der überhitzte Dampf eine niedrigere Temperatur als unter normalen Verhältnissen haben. Mit einer langflammigen Gaskohle wird eine höhere Temperatur als mit einer Kokskohle erzielt. Im praktischen Betriebe liegt nun meist das Bedürfnis nach möglichst gleichbleibenden Temperaturen vor. Es soll z. B., um einen günstigen Dampfverbrauch der Maschine auch bei niedriger Belastung zu erzielen, der Kessel unabhängig von der Beanspruchung dauernd eine gleich hohe Dampftemperatur liefern. Wird nun der Ueberhitzer zu groß bemessen, so kann bei gesteigerter Belastung die Dampftemperatur leicht die für den Maschinenbetrieb noch brauchbare Grenze überschreiten; desgleichen wenn zeitweilig bei angestrengtem Kesselbetriebe die zu liefernde Heißdampfmenge nur gering ist, wie dies bei einem Kessel für gemischte Betriebe (Maschinen- und Kochdampf) ja wohl vorkommen kann.

Die praktischen Anforderungen gehen nun dahin, die Dampftemperaturen den jeweiligen Verhältnissen entsprechend regeln zu können, und es wird eine Regelung der Heißdampftemperaturen durch die Ueberhitzerklappen oder Mischventile erreicht. Erstere sind in den Feuerzügen eingebaute Drehklappen oder Schieber, durch welche die Feuergase teilweise oder ganz von dem Ueberhitzer abgelenkt werden. Der Ueberhitzer wird also je nach Bedarf nur von einem Teil der Feuergase bestrichen oder ganz aus dem Gasstrom ausgeschaltet. So ist man in der Lage, Dampf von der höchsten erreichbaren bis zur Sattdampf-Temperatur abzugeben. Da nun eine wirksame Ueberhitzung im allgemeinen erst bei etwa 500° Gastemperatur erreicht wird, so sind also diese Klappen einer hohen Temperatur ausgesetzt; sie verziehen sich leicht und können dann oft nur schwer oder gar nicht bewegt werden. Dann aber schließen sie auch selten ganz dicht, so daß gleichwohl an den ausgeschalteten Ueberhitzer immer noch Feuergase gelangen können. Um zu vermeiden, daß die Ueberhitzerrohre verbrennen, wird der Dampf auch bei ausgeschaltetem Ueberhitzer, wenn Heißdampf nicht gefordert wird, durch diesen zu leiten sein.

Die Mischventile ermöglichen, die Dampftemperaturen dadurch zu regeln, daß dem überhitzten Dampf Sattdampf zugesetzt wird. Durch den Ueberhitzer geht also nur noch ein Teil der gesamten erzeugten Dampfmenge. Mittels dieser Einrichtung ist jedoch eine Regelung nur innerhalb geringer Grenzen möglich. Setzt man nämlich voraus, daß im Ueberhitzer unabhängig von der ihn durchströmenden Dampfmenge eine gleich große Wärmeaufnahme stattfindet, so wird eine kleinere Dampfmenge eine höhere Temperatur annehmen, und die erforderliche Dampfmenge (= konst.) kann durch Zusatz von Sattdampf immer nur auf eine bestimmte Temperatur gebracht werden. Und zwar ist diese Temperatur die gleiche, die der Dampf annimmt, wenn die gesamte Dampfmenge durch den Ueberhitzer geleitet wird. Nun ist ja wohl bei geringerem Unterschiede zwischen Gas- und Dampftemperaturen mit einer geringeren Wärmeaufnahme im Ueberhitzer zu rechnen; ferner ist ein Teil der im überhitzten Dampf enthaltenen Wärme darauf zu verwenden, um den Wassergehalt des Zusatzdampfes zu verdampfen. So ist dann die Mischdampftemperatur doch noch regelbar, wenn auch nur in ziemlich engen Grenzen.

In der nachstehend beschriebenen Ausführung des von den Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerken zu Oberhausen gebauten Ueberhitzerreglers — D. R. P. Nr. 176205 — ist eine Konstruktion gefunden, die die Nachteile der Ueberhitzerklappen ganz vermeidet und eine Regelung der Dampftemperaturen in sehr weiten Grenzen gestattet. Die Konstruktion dieses Reglers, Fig. 1 bis 3, ist derart, daß der gesamte vom Kessel erzeugte Dampf zunächst überhitzt wird und dann mittels eines besonders gebauten Dreiwege-Ventiles (Patent-Mischventil) aus dem Ueberhitzer entweder unmittelbar entnommen oder teilweise oder ganz durch eine im Wasser des Oberkessels liegende Rohrschlange geführt werden kann, um dann erst an die Verwendungsstelle zu gelangen. Im letzteren Falle gibt also der überhitzte Dampf seine Temperatur an das Wasser im Oberkessel ab, das sozusagen als Kühlwasser wirkt und infolge seiner niedrigeren Temperatur die im Heißdampf enthaltene Wärme aufzunehmen vermag.

Um die Wirksamkeit dieses Ueberhitzerreglers zu prüfen, wurden vom Dampfkessel-Revisionsverein Berlin Versuche ausgeführt, und zwar an einem Babcock-Kessel von 225 qm Heizfläche und 6,04 qm Rostfläche (Kettenrost) mit einem Ueberhitzer von 62 qm. Die aus einem Rippenrohr bestehende Rohrschlange hat 36 qm Kühlfläche. Die Betriebsverhältnisse waren derart, daß Dampf zu liefern war für den Betrieb eines Turbogenerators, zweier Dampfpumpen, für die Heizung des Fabrikgebäudes und für Fabrikationszwecke. Die Turbine kann mit Heißdampf bis 350° betrieben werden, während für Heizung und Kochdämpfe mäßige Temperaturen von etwa 220° gebraucht werden.

Ueber die Ausführung des Versuches ist zu bemerken, daß zunächst die Messungen bei normalen Betriebsverhältnissen vorgenommen wurden. Hierauf wurde die Heizung abgestellt, so daß nur noch die Turbine und die Pumpen betrieben wurden. Um des weiteren zu prüfen, bis auf welche Temperaturen der Dampf des Ueberhitzerreglers abgekühlt werden konnte, wurde das Reglerventil aus Stellung I

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfkessel) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

— ganz offen, Kühlschlange ganz ausgeschaltet, nur Heißdampf — nach und nach in die Stellungen II, III, IV und V — ganz geschlossen, Kühlschlange ganz eingeschaltet, nur gekühlter Dampf — umgeschaltet. Eine Veränderung der Einstellung wurde immer erst dann vorgenommen, wenn die Ablesungen an den Thermometern ergeben hatten, daß Beharrungszustand eingetreten war. Zum Schluß wurden Temperaturmessungen bei plötzlicher Umschaltung des Reglerventiles aus Stellung I in V und umgekehrt angestellt.

Die dem Kessel zugeführten Speisewassermengen wurden durch einen Eckardtschen Wassermesser verzeichnet und in kürzeren Zeitabständen festgestellt, um die zeitweilig erzeugten Dampfmengen zu ermitteln. Die Leistung des Turbogenerators wurde aus den Schaltbrettablesungen bestimmt.

Fig. 1 bis 3.
Ueberhitzer und Regler der Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerke.

Die Ergebnisse des Versuches waren folgende:

Während der ersten vier Stunden wurden die für die Heizung und Kochzwecke abgegebenen Dampfmengen auf 225 bis 230° abgekühlt; der für die Turbine und die beiden Pumpen abgegebene Dampf hatte folgende Temperaturen:

Stellung	des	Reglerventiles	I	352°
»	»	»	II	350°
»	»	»	III	344°
»	»	»	IV	320°
»	»	»	V	270°

Bei abgestellter Heizung und beim Betriebe der Dampfturbinen und Pumpen wurden folgende Temperaturen gemessen:

Stellung	des	Reglerventiles	V	250°
»	»	»	IV	270°
»	»	»	III	290°
»	»	»	II	335°
»	»	»	I	350°

Bei höherer Dampfleistung nach Wiedereinschaltung der Dampfheizung betrug die Temperatur des Heißdampfes bei rd. 145 KW Turbinenleistung 375°, während der gekühlte Dampf 220° hatte.

Bei den im Anschluß hieran vorgenommenen plötzlichen Umschaltungen des Reglerventiles aus Stellung I in Stellung V sank die Temperatur ganz rasch von 365° auf 275° und dann im Verlauf von weiteren 10 min allmählich auf 260°. Bei der Umschaltung aus Stellung V in Stellung I stieg die Temperatur plötzlich auf 325°. Die sonst beobachtete höchste Temperatur von 360 bis 375° wurde nicht mehr erreicht, da kurz vor dem Betriebschluß bereits mit dem Dämpfen des Feuers begonnen worden war.

An der in einer Entfernung von rd. 30 m Rohrlänge befindlichen Turbine sanken die Temperaturen bei ungefähr dauernd gleichmäßiger Belastung mit 142 bis 145 KW entsprechend den Einstellungen des Reglerventiles von 320° bis 230°.

Diese Versuche haben demnach zu dem Ergebnis geführt, daß die Dampftemperaturen mittels des Reglerventiles innerhalb der Grenzen von 350 bis 370° und 250 bis 270°, somit also um rd. 80 bis 100°, verändert werden konnten. Zudem wurde noch der für die Heizung abgegebene Dampf von 350 bis 370° auf 220 bis 230° abgekühlt.

Die Feststellung des Dampfverbrauches und der Verteilung auf die einzelnen Verbrauchstellen kann wegen der Kürze der einzelnen Versuchsabschnitte keinen Anspruch auf unbedingte Genauigkeit machen. Unter der Annahme, daß die beiden Dampfpumpen, von denen die eine zum Speisen des Kessels, die andre zum Fördern von Brunnenwasser in einen Hochbehälter dauernd betrieben wurde, etwa 15 vH des gesamten erzeugten Dampfes verbraucht haben, verteilt sich die im Gesamtbetriebe verbrauchte Dampfmenge von rd. 2400 kg/st

zu rd.	1800 kg	auf die Turbine bei rd. 145 KW Leistung,
	250 »	auf die Heizung,
	350 »	auf die beiden Pumpen.

Hiernach hat die Rohrschlange mit 36 qm Kühlfläche ausgereicht, um rd. 2400 kg Dampf von rd. 350 auf 270°, oder bei abgeschalteter Heizung rd. 2150 kg von 350 auf 250° abzukühlen.

Ein zweiter Versuch wurde an einem Babcock-Kessel von 12 at Betriebsdruck, 330 qm Heizfläche, 8,16 qm Rostfläche (Kettenrost) und 100 qm Ueberhitzerfläche mit einer Rohrschlange von 59 qm Kühlfläche ausgeführt. Die an den Ueberhitzerregler hier gestellten Anforderungen gingen dahin, daß innerhalb der Grenzen von 2000 und 6600 kg/st Dampf jede beliebige Temperatur von 350° bis Sattdampftemperatur erreicht werden sollte.

Im Dauerbetriebe betrug bei einer Dampfleistung von 6510 kg/st die Temperatur des überhitzten Dampfes 423°, während der tatsächlich abgegebene Dampf bei Zusatz von gekühltem Dampf eine Temperatur von 352° hatte. Ferner wurde festgestellt, daß bei einer Dampfleistung von rd. 6100 kg/st mittels des Reglerventiles die Temperatur von 440° auf 265° und bei rd. 5000 kg von 415° auf 240° abgekühlt worden ist. Hiernach konnte also bei normaler Beanspruchung des Kessels eine Herabminderung bis auf Sattdampftemperatur nicht erreicht werden. Nun ist ja noch mit einem Wärmeverlust in der Rohrleitung zu rechnen, so daß

an der Verwendungsstelle bei einiger Entfernung derselben vom Kesselhause nur noch eine ganz mäßige Ueberhitzung vorhanden sein kann und den praktischen Anforderungen jedenfalls sinngemäß entsprochen worden ist.

Es ist nun noch die Frage zu erörtern, worin die Vorteile dieser eben beschriebenen Ausführung gegenüber den sonst allgemein angewandten Vorrichtungen zu suchen sind, und welche Nachteile ihr anderseits vielleicht anhaften. Als nachteiliger Umstand wäre eigentlich wohl nur die schwierige Reinigung der Rippenheizfläche von anhaftendem Kesselstein zu erwähnen, da die Reinigung des Kessels selbst durch die im Oberkessel eingebauten Rippenrohre nur wenig beeinträchtigt werden dürfte. Diesem Umstand ist jedoch in der Weise Rechnung getragen, daß die Rippenrohre in geringeren Längen vorgesehen sind und für Reinigungszwecke durch das Mannloch aus dem Oberkessel herausgenommen werden können. Eine weitere Wartung des Ueberhitzerreglers ist nicht erforderlich. Das Reglerventil wird mit der Hand in einfacher Weise bedient durch Umstellen eines mit dem Ventil verbundenen außenliegenden Hebels bis in die Lage, bei welcher die gewünschte Temperatur erreicht wird.

Ein Vorteil ergibt sich zunächst dadurch, daß die lästigen Ueberhitzerklappen ganz fortfallen, und daß die Dampftemperaturen in sehr weiten Grenzen, wie diese bei den einfachen Mischventilen nicht erreichbar ist, geregelt werden können. In solchen Betrieben, in denen von vornherein mit hohen Dampftemperaturen und schwankenden Betriebsverhältnissen oder gleichzeitiger Heiß- und Sattdampfentnahme zu rechnen ist, bedeutet diese Anordnung eine wesentliche Erhöhung der Betriebsicherheit des Ueberhitzers. Durch den Regler werden fast durchweg konstante Verhältnisse im Ueberhitzer geschaffen, und es werden alle Störungen, die durch Ueberhitzung des Materiales sonst eintreten können, vermieden.

Der Ueberhitzer bleibt bei jeder Beanspruchung des Kessels immer ganz eingeschaltet, so daß also auch die einmal eingebaute Ueberhitzerheizfläche vollständig ausgenutzt werden kann, und es bleibt zu erörtern, ob nun auch eine Erhöhung der Wirtschaftlichkeit erreicht wird. Es ist ja wohl mit der Tatsache zu rechnen, daß ein mit einem Ueberhitzer versehener Kessel einen besseren Wirkungsgrad als ein solcher ohne Ueberhitzer aufzuweisen hat; und so ist auch die Annahme berechtigt, daß durch die beschriebene Anordnung insbesondere noch bei hoher Beanspruchung des Kessels eine bessere Wärmeaufnahme stattfindet, als wenn sonst infolge zu hoher Dampftemperatur die Wärmeaufnahme im Ueberhitzer durch die Umstellung der Klappen beschränkt werden muß. Dies tatsächlich nachzuweisen, wird schwierig sein, da die hierzu notwendige Versuchsanlage nicht so leicht zu finden sein wird, und weil es sich schließlich doch nur um eine ganz geringfügige Verbesserung des Wirkungsgrades handeln kann. Maßgebend dafür, die Anschaffung vom wirtschaftlichen Standpunkt aus rechtfertigen zu können, ist zunächst der Anschaffungspreis des Ueberhitzerreglers. Die hierfür aufzuwendenden Kosten sind mir nicht genau bekannt; sie dürften sich aber nach der oben angegebenen Beschreibung nicht gerade hoch stellen und insbesondere im Vergleich zu den Kosten für einen betriebsfertigen Kessel nicht schwer ins Gewicht fallen. Es genügt dann aber meines Erachtens auch schon eine Erhöhung der Wärmeausnutzung um nur 1 bis 2 vH, um die hierdurch entstehenden Anschaffungskosten zu rechtfertigen. Den praktischen Anforderungen wird mit diesem Ueberhitzerregler in jeder Beziehung entsprochen. Mittelbar wird sich ein weiterer wirtschaftlicher Vorteil dadurch ergeben, daß bei genügend großem Ueberhitzer auch bei mäßiger Kesselbeanspruchung hohe Dampftemperaturen und damit ein günstiger Dampfverbrauch der Maschine auch bei niedriger Belastung erzielt werden kann.

Zusammenfassung.

Der von den Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerken gebaute Ueberhitzerregler besteht aus einer im Wasserraum des Kessels befindlichen Rippenrohrschlange, durch welche der überhitzte Dampf teilweise oder ganz geleitet wird, um dort seine Wärme an das Wasser von niedrigerer Temperatur abzugeben und so gekühlt zu werden. Mittels eines Mischventiles kann der Dampf entweder unmittelbar aus dem Ueberhitzer oder nach Bedarf unter Zusatz von gekühltem Dampf entnommen werden. Versuche haben ergeben, daß die Dampftemperaturen in einem Fall um etwa 80 bis 100° C, in einem zweiten um rd. 175° C geregelt werden konnten. Der Vorteil dieses Ueberhitzerreglers besteht darin, daß die eingebaute Ueberhitzerheizfläche wirtschaftlich völlig ausgenutzt wird, daß die Ueberhitzerklappen fortfallen und daß die Temperaturen in Grenzen geregelt werden können, die bei einfachen Mischventilen unter Zusatz von Sattdampf nicht erreicht werden können.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 14. Oktober 1912.

Bayerischer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Oktober 1912.

Vorsitzender: Hr. Ries. Schriftführer: Hr. Hattingen.

Anwesend 39 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Grad, von Oldenbourg[1]) und Ortlieb, zu deren Ehren sich die Anwesenden von den Sitzen erheben.

Hr. Prof. G. Frasch aus Hamburg (Gast) spricht über die Entwicklung des Lokomobilbaues.

Eingegangen 11. Oktober 1912.

Bremer Bezirksverein.

Sitzung vom 27. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Zetzmann. Schriftführer: Hr. Schmidt.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Samuelson.

Hr. Schwiers spricht über die Röhrenfabrikation unter besonderer Berücksichtigung der schmiedeeisernen und Stahlrohre.

---

[1]) s. Z. 1912 S. 1422.

Eingegangen 7. Oktober 1912.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 11. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Voigt. Schriftführer: Hr. Fischer.

Anwesend 8 Mitglieder und 12 Gäste.

Hr. Dr. Hennig aus Berlin (Gast) spricht über die Bagdadbahn und die deutschen Kolonialbahnen[1]).

Eingegangen 15. Oktober 1912.

Breslauer Bezirksverein.

Sitzung vom 20. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Kraensel. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend 44 Mitglieder und 7 Gäste.

Hr. Ingenieur Oberlehrer A. Freund aus Leipzig (Gast) spricht über den konstruktiven Aufbau und die praktische Verwendbarkeit des modernen Flugzeuges[2]).

---

[1]) Vergl. T. u. W. 1911 S. 98 u. f.; Z. 1907 S. 201; 1910 S. 18, 612; 1911 S. 2077; 1912 S. 155, 414, 1178, 1219, 1680.

[2]) Vergl. Z. 1912 S. 1593.

Eingegangen 5. Oktober 1912.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Juli 1912.

Vorsitzender: Hr. Claaßen. Schriftführer: Hr. Ullmann.

Anwesend 72 Mitglieder und 23 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes F. Vorster[1]), zu dessen Ehren sich die Versammelten von ihren Sitzen erheben.

Hr. Professor Dr. W. Bermbach (Gast) spricht über die drahtlose Telegraphie mit besonderer Berücksichtigung des Systems »Tönender Löschfunken«[2]).

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[3]).

Hr. Coupette berichtet über die Besichtigung des Eisen- und Stahlwerkes Klettenberg und der Brotfabrik von Heinr. Herrmann.

Eingegangen 14. Oktober 1912.

Magdeburger Bezirksverein.

Sitzung vom 19. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Haier. Schriftführer: Hr. Berner.

Anwesend 41 Mitglieder und 2 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen früheren Mitgliedes Dr. L. C. Wolff, zu dessen Andenken die Anwesenden sich von den Sitzen erheben.

Hr. Stiefelhagen hält einen Vortrag: Ein Gang durch das Deutsche Museum für Meisterwerke der Naturwissenschaft und Technik in München[4]).

Der Vorsitzende und Hr. Storck berichteten über die Hauptversammlung in Stuttgart[3]).

Eingegangen 8. Oktober 1912.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 10. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Wendt. Schriftführer: Hr. Seufert.

Anwesend 24 Mitglieder und 6 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Strieboll, zu dessen Ehren sich die Versammlung von den Sitzen erhebt.

Er berichtet alsdann über die Hauptversammlung in Stuttgart[3]).

Hr. Burmester spricht über die neuzeitlichen Zentralheizungen[5]).

Hr. Lohse berichtet über die von der Geschäftstelle herausgegebene Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure[6]).

Eingegangen 7. Oktober 1912.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 26. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Schulte.

Anwesend 65 Mitglieder und Gäste.

Hr. Wendt aus Hamburg (Gast) spricht über die bisherige Wertbeurteilung von Schmiermaterialien auf Grund der chemisch-physikalischen Analysen[7]).

Eingegangen 7. Oktober 1912.

Württembergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Oktober 1912.

Vorsitzender: Hr. Bantlin. Schriftführer: Hr. Baumann.

Anwesend rd. 100 Mitglieder und Gäste.

Hr. Büchi (Gast) spricht über Dieselmotoren und ihre Brennstoffe unter besonderer Berücksichtigung der Sulzer-Groß-Dieselmotoren und ihrer Anwendungsgebiete[8]).

---

[1]) s. Z. 1912 S. 1325.
[2]) Vergl. Z. 1911 S. 2116, 2185.
[3]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.
[4]) Vergl. Z. 1907 S. 976; 1909 S. 1528 u. f.; 1911 S. 115, 2028; 1912 S. 36.
[5]) Vergl. Z. 1910 S. 1986; 1911 S. 43 u. f.; 1912 S. 1565.
[6]) s. Z. 1912 S. 1020.
[7]) Vergl. Z. 1911 S. 1530; 1912 S. 1411 u. f., 1557.
[8]) Vergl. Z. 1911 S. 1318 u. f.; 1912 S. 81 u. f., 1535.

Eingegangen 30. September 1912.

Siegener Bezirksverein.

Sitzung vom 4. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Ullrich. Schriftführer: Hr. Bach.

Anwesend 17 Mitglieder und 12 Gäste.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. Oberingenieur Hausenfelder aus Essen (Gast) spricht über die Teerölverwertung für Heiz- und Kraftzwecke mit besonderer Berücksichtigung der Anwendungsgebiete in der Eisenindustrie[2]).

Hr. Weber aus Geisweid (Gast) spricht über Schmelzöfen mit Oelfeuerung.

Der Vortragende erwähnt verschiedene Arten von Tiegelöfen für Oelfeuerung und beschreibt den tiegellosen Schmelzofen der Siegen-Lothringer Werke in Geisweid, mit dem diese seit 5 Jahren arbeiten. Dessen Hauptvorzug ist die Ersparnis an Tiegeln, welcher allerdings die Abnutzung des Futters gegenübersteht, die aber geringere Kosten verursacht. Die Kosten an Tiegelverbrauch betragen bei den verschiedenen Tiegelöfen 35 bis 80 ₰ auf 100 kg geschmolzenes Metall gegen 10 ₰ an Futterabnutzung bei dem tiegellosen Schmelzofen. Der Abbrand ist nicht größer als in Tiegelöfen; die Güte des erzeugten Metalles ist die gleiche. Der Oelverbrauch beträgt 8 bis 14 kg Teeröl auf 100 kg geschmolzenes Metall. Es sind auch schon Temperguß und Stahlguß geschmolzen worden. Doch handelt es sich noch darum, ein Futter von genügender Widerstandsfähigkeit zu finden. Auch für Schmelzen von Grauguß kann der tiegellose Schmelzofen verwendet werden; doch arbeitet der Kuppelofen bei größeren Mengen billiger.

Eingegangen 26. September 1912.

Verein deutscher Maschinen-Ingenieure.

In der am 17. September unter dem Vorsitz des Hrn. Ministerialdirektors Wichert abgehaltenen Versammlung sprach Hr. Oberingenieur W. A. Th. Müller aus Steglitz über Straßengüterzüge.

Der Vortragende machte zunächst auf eine Lücke in unserm Verkehrswesen aufmerksam, die trotz der gewaltigen Leistungen von Eisenbahnen, Dampfschiffen und Automobilen offen geblieben ist. Die Kleinbahn-Petitionen, mit denen sich das Abgeordnetenhaus alljährlich zu beschäftigen hat, und die immer wieder wegen mangelnder Verkehrsdichte abgelehnt werden müssen, zeigen, daß wir noch nicht über Verkehrsmittel verfügen, die minder bevölkerten Gegenden abseits der Eisenbahn dienen können. Die Last-Kraftwagen sind hierzu nicht geeignet, da ihre Betriebskosten wegen zu geringer Tragfähigkeit zu hoch sind. Die vorliegende Aufgabe kann nur durch Straßengüterzüge gelöst werden, d. h. durch Kraftwagen, die befähigt sind, ohne Straßenbeschädigung auf gewöhnlichen öffentlichen Straßen mit einer größeren Anzahl von Anhängewagen zu verkehren; denn auch bei den Eisenbahnzügen ist die Herabsetzung der Betriebskosten nur durch die große Zahl der Anhängewagen erreicht worden.

Derartige Straßengüterzüge können aber nur dann in den öffentlichen Verkehr gestellt werden, wenn sie allen Anforderungen an Verkehrsicherheit und Straßenschonung entsprechen. Daraus ergeben sich mancherlei technische Bedingungen, die nicht leicht zu erfüllen sind.

Der Vortragende schildert, wie viele Versuche in der Vergangenheit schon zur Lösung dieser Aufgabe angestellt worden sind. Eine wirtschaftlich brauchbare Lösung ist aber erst in den letzten Jahren durch die Straßengüterzüge mit Benzinmotoren und elektrischer Kraftübertragung auf die Anhängewagen geschaffen worden.

Der Redner behandelt die Wirkungsweise und das umfangreiche Anwendungsgebiet der Straßenzüge für die Beförderung von Zuckerrüben, Ernteerzeugnissen, Ziegeln und Maschinen.

Ferner bespricht er einen Straßengüterzug, der bei dem Neubau der Eisenbahnlinie Gnesen-Revier-Schokken in Dienst gestellt ist und Zement, schwere Maschinenteile, Brückenträger und Schienen befördert. Dieser Zug hat 6 Anhängewagen mit einer Tragfähigkeit von 36 t und fährt mit einer Geschwindigkeit von 8 bis 12 km/st.

Nach den bisherigen Erfolgen scheint die Zeit gekommen zu sein, wo zur Verbesserung der Verkehrsverhältnisse schwächer bevölkerter Gegenden Straßengüterzüge statt un-

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.
[2]) Vergl. Z. 1912 S. 147.

wirtschaftlicher Kleinbahnen in den öffentlichen Dienst gestellt werden können. Der Verkehr würde sich ganz ähnlich wie mit den Güterwagen der Eisenbahnen abspielen. Die einzelnen Wagen werden von Ort zu Ort gebracht und bleiben dort zum Auf- und Abladen je nach Bedarf stehen. Die Zugmaschine verkehrt nach einem bestimmten Fahrplan und kann, da der Verkehr nicht an einen bestimmten Schienenweg gebunden ist, die einzelnen Orte des Versorgungsgebietes je nach Bedarf täglich oder auch nur ein- bis zweimal in der Woche berühren. Die Schaffung solcher öffentlichen Verkehrsmittel ist eine dankbare Aufgabe für Kreisverbände und Provinzverwaltungen, und manche der vorliegenden Kleinbahn-Petitionen könnten auf diese Weise technisch und wirtschaftlich befriedigend erledigt werden.

Bücherschau.

Handbuch der Materialienkunde für den Maschinenbau. Von Dr.-Ing. A. Martens. II. Teil, erste Hälfte: Die wissenschaftlichen Grundlagen für das Studium der Metalle und Legierungen. Metallographie. Von Prof. E. Heyn, Direktor im kgl. Materialprüfungsamt Groß-Lichterfelde. Berlin 1912, Julius Springer. 506 S. mit 489 Fig. und 19 Lichtdrucktafeln. Preis 42 *M.*

Aufgaben und Absichten des erschienenen Bandes setzt der Verfasser im Vorwort wie folgt auseinander:

»Die Lehre von den Metallen und Legierungen ist durch die Forschungen der letzten Jahrzehnte aus der Stufe der reinen Erfahrung zu einer besondern Wissenschaft entwickelt worden, die ihre Wurzeln in eine ganze Reihe benachbarter Wissensgebiete hinüberstreckt. Dieses Hinübergreifen der Lehre von den metallischen Stoffen in die Nachbargebiete und die außerordentliche Befruchtung, die ihr durch die Entwicklung dieser Grenzgebiete zuteil wurde, haben bewirkt, daß vielen Praktikern die wissenschaftliche Seite ihres Arbeitsgebietes entfremdet wurde. Hierdurch entstehen ernstliche Gefahren für die wissenschaftliche Weiterarbeit. Gerade die tüchtigsten Kräfte, die in ernster praktischer Lebensarbeit ihren Anteil an der Entwicklung nach der praktischen Seite hin nahmen, werden durch das neuartige Gewand und die ihnen unverständlichen Kunstausdrücke der wissenschaftlichen Literatur ihres Faches zum Schaden dieser und zum eigenen Schaden von der literarischen Mitarbeit abgedrängt. Die Folge dieser Verhältnisse ist eine Spannung zwischen der Praxis und der Theorie, sowie ein wechselseitiges Unterschätzen, wodurch die gegenseitige Befruchtung und Durchdringung sehr zum Schaden der industriellen Entwicklung und der Wissenschaft auf das ärgste gehemmt wird. Der vorliegende Band ist nun als Brücke gedacht, welche die Kluft zwischen Praxis und Wissenschaft überspannen soll.«

Soweit das Vorwort! Sehen wir zunächst ganz allgemein zu, wie der Verfasser der Lösung seiner Aufgabe gerecht geworden ist, so können wir nur bestätigen, daß ihm diese in geradezu hervorragender Weise gelungen ist. Der Erzeuger wie der Verarbeiter der Metalle, der Lehrer wie der Studierende: jeder wird das Buch mit gleichem Erfolge genießen können. Das Wort »genießen« sagt nicht zu viel: die flüssige und ausführliche Darstellung, die außerdem nur die allereinfachsten physikalischen, chemischen und metallurgischen Kenntnisse voraussetzt, macht das Lesen auch für den Nichtfachmann tatsächlich zu einem Genuß, sofern überhaupt nur einiges Interesse für die unendlich vielen Fragen vorhanden ist, die bei der Betrachtung der Zustandsänderung irgend welcher Stoffe berührt werden müssen. Was hier für die Metalle und insbesondere deren Legierungen an der Hand von Beobachtungen, Messungen und wissenschaftlichen Ueberlegungen eingehend dargelegt wird, gilt z. B. mutatis mutandis in gleicher Weise für die Entstehung der Urgesteine, über die in der geologischen Literatur eine in gleichem Maße ausführliche Darstellung noch fehlt. So kann manches hier gewonnene Ergebnis noch für ein scheinbar gänzlich fernliegendes Wissensgebiet fruchtbar werden. Besondern Dank wird jeder Leser dem Verfasser für die reichhaltige Beigabe anschaulicher Figuren und graphischer Darstellungen zollen, die gerade auch hier in außerordentlich übersichtlicher Weise die Wiedergabe bestimmter Zustände gestatten, die sich durch Textbeschreibung kaum richtig erfassen lassen. Auch die vielen Photogramme von Schliffen, Versuchstücken und Versuchsanordnungen tragen nicht wenig dazu bei, das Interesse am behandelten Stoff zu erhöhen; vielleicht wäre hier zu wünschen, daß die auf den angehängten 19 Tafeln gegebenen Darstellungen auch noch im Text untergebracht würden: der gewissenhafte Leser sieht sie sich doch an, sobald im Text darauf hingewiesen ist, und dürfte das Nachschlagen der Tafeln störender empfinden, als wenn der Text durch mehr und größere Figuren unterbrochen wird. Besondern Wert hat der Verfasser auch auf die Darstellung der Versuchsanordnungen sowie der Meß- und Beobachtungsgeräte gelegt, die zum Teil mit allen Einzelheiten genau wiedergegeben sind. Ein ausführliches und zweckmäßig geordnetes Literaturverzeichnis setzt den Leser in den Stand, sich auch an andrer Stelle über besondere Fragen zu unterrichten, ebenso wie ein Wortverzeichnis das Nachschlagen und schnelle Auffinden einer gesuchten Tatsache gestattet.

Der Inhalt gliedert sich in folgende Abschnitte und Unterabteilungen:

I. Allgemeines über Metalle und Legierungen.

II. Die Vorgänge bei der Erstarrung und Abkühlung der Legierungen. Umwandlungen.
- AA) Allgemeines.
- BB) Einführung in die Lehre von den Gleichgewichten in Legierungen.
- CC) Das Wichtigste aus der Lehre von den Gleichgewichten. Phasenregel.
- DD) Die Arten der c-, t-Bilder der Zweistofflegierungen.
- EE) Die c-, t-Bilder der Dreistofflegierungen.
- FF) Metastabile Gleichgewichte. Unterkühlungen. Unvollkommene Gleichgewichte.
- GG) Seigerungen.

III. Verfahren zur Ermittlung der c-, t-Bilder.
- A) Das thermische Verfahren.
- B) Trennung der im Gleichgewichte befindlichen Phasen voneinander.
- C) Ergänzung des c-, t-Bildes auf Grund der Beobachtung des Kleingefüges.
- D) Ergänzende Aufschlüsse aus dem Vergleich verschiedener physikalischer Eigenschaften erstarrter Legierungen mit ihrer Zusammensetzung c.

IV. Der Gefügeaufbau der Metalle und Legierungen und die Gefügebeobachtung.

V. Allgemeines über die Eigenschaften der metallischen Stoffe.

VI. Die Festigkeitseigenschaften und die Härte.
- A) Gesichtspunkte für den Konstrukteur bei der Auswahl der Materialien.
- B) Der Einfluß der Vorbehandlung auf Festigkeit und Härte.
- C) Einfluß der Zusammensetzung der Legierungen auf Festigkeitseigenschaften und Härte.
- D) Wärmespannungen.
- E) Die Kerbwirkung.
- F) Härte und Bearbeitbarkeit.

VII. Metallische Stoffe und Gase.
- A) Gasmetallösungen.
- B) Chemische Verbindungen zwischen metallischen Stoffen und Gasen.
- C) Gaseinschlüsse in gegossenen metallischen Stoffen.

VIII. Das Schwinden und seine Begleiterscheinungen.
- A) Allgemeine Betrachtungen.
- B) Die Bildung von Schwindhohlräumen (Lunkern).
- C) Ermittlung der Schwindungslinien und des Schwindmaßes.

IX. Der Flüssigkeitsgrad der geschmolzenen metallischen Stoffe.

X. Magnetische Eigenschaften.
A) Allgemeine Grundbegriffe.
B) Einige Zahlenwerte für die magnetischen Eigenschaften technischer Eisen- und Stahlsorten. Beziehungen zwischen den einzelnen magnetischen Eigenschaften.
C) Abhängigkeit der magnetischen Eigenschaften von der Temperatur.
D) Einfluß der Vorbehandlung des Materiales auf die magnetischen Eigenschaften.
E) Einfluß der chemischen Zusammensetzung der Eisenlegierungen auf ihre magnetischen Eigenschaften.

XI. Elektrische Leitfähigkeit.
A) Allgemeine Begriffe.
B) Abhängigkeit der elektrischen Leitfähigkeit von der Zusammensetzung.

Verlag und Verfasser haben das Ihrige getan, diesen reichen Inhalt durch tadellose Ausstattung des Werkes zur Geltung zu bringen. Wir glauben, dem Verfasser die Erfüllung seines Wunsches, daß sein Buch möglichst viel Nutzen stiften möge, voraussagen zu können, und schließen mit der Hoffnung, daß die zweite Hälfte zu Nutz und Frommen von Wissenschaft und Industrie bald folgen möge.

Breslau. Martin Preuß.

Handbuch der elektrischen Hochspannungstechnik mit besonderer Berücksichtigung der Energieübertragung. Lehrbuch für Ingenieure und Studierende. Von Hermann Zipp, Ingenieur, Dozent am städtischen Friedrichs-Polytechnikum zu Cöthen i. Anhalt. 436 S. mit 464 Fig. und 4 Tafeln. Leipzig, Verlag von Oskar Leiner. Preis 13,50 *M.*

Der Verfasser stellt sich die Aufgabe, eine zusammenfassende Darstellung der Hochspannungstechnik für den in der Praxis stehenden Ingenieur und für Studierende zu geben. Das Buch zerfällt in 6 Kapitel. Das 1. Kapitel umfaßt die dielektrischen Vorgänge und die wichtigsten Isolierstoffe, das 2. Kapitel enthält die Theorie der Ueberspannungen und Ueberströme sowie die Beschreibung und Anordnung der Mittel hiergegen. Im 3. Kapitel werden die Hochspannungsleitungen behandelt, im 4. Kapitel die selbsttätigen Spannungsregler, im 5. Kapitel die Anordnung und Schaltung der Stromerzeuger- und Transformatorenwerke und endlich im 6. Kapitel die Entstehung gefährlicher Spannungen in Niedrigspannungskreisen.

Man muß dem Verfasser darin Recht geben, daß es gewisse Schwierigkeiten bietet, das Gebiet der Hochspannungstechnik streng zu umgrenzen; denn durch die Steigerung der Netzspannungen sind wohl für alle Gebiete der Elektrotechnik neue Gesichtspunkte in theoretischer oder konstruktiver Hinsicht aufgetaucht. Es wird deshalb wohl immer mehr oder weniger Geschmacksache eines Verfassers bleiben, welche Grenzgebiete er in ein Buch über Hochspannungstechnik aufnehmen will. Es muß jedoch unter allen Umständen gefordert werden, daß dabei die eigentlichen Gebiete der Hochspannungstechnik in der Behandlung nicht zu kurz kommen.

Ich bin nun der Ansicht, daß in einem Buch über Hochspannungstechnik vor allem eine eingehende Theorie des elektrischen Feldes gebracht werden muß. Denn gerade die Erscheinungen des elektrischen Feldes sind das wesentlich Neue, das bei Hochspannungen gegenüber der Niedrigspannung auftritt und das dem Ingenieur, der sich bisher nur mit Niedrigspannungen beschäftigt hat, nicht geläufig ist. Ferner gründen sich darauf alle Rechnungen der elektrischen Festigkeitslehre. Auch ein Kapitel über Hochspannungsmessungen, eines der wichtigsten Gebiete der Hochspannungstechnik, wird vermißt. Endlich hätte nach meiner Ansicht die Theorie der Ueberspannungen und Ueberströme viel eingehender behandelt werden müssen, insbesondere wenn daraus Studierende Belehrung schöpfen sollen. Der Umfang des Buches hätte beibehalten werden können, wenn dafür das Kapitel 4 ganz weggefallen wäre und wenn die Kapitel 3 und 5 gekürzt worden wären.

Im einzelnen möchte ich noch folgendes bemerken: Bei der Theorie der Ueberspannungen und Ueberströme hat der Verfasser die Darstellung der Vorgänge durch Zerlegen des Stromes in einen »erzwungenen« und einen »freien« Strom übernommen. Es soll nicht geleugnet werden, daß diese Zerlegung bei schwierigeren Aufgaben zuweilen eine elegantere mathematische Behandlung gestattet; vom physikalischen Standpunkt aus ist jedoch diese Darstellung nicht zu empfehlen. Gerade für den in der Praxis stehenden Ingenieur ist es ungeheuer wichtig, für alle Vorgänge und Erscheinungen die richtige physikalische Vorstellung zu bekommen; denn nur was er sich physikalisch vorstellen kann, bekommt er »ins Gefühl«. Wer denkt z. B. daran, den Vorgang beim Anlauf eines Schwungrades und dergl. jemandem dadurch klar machen zu wollen, daß er sagt: Der Verlauf der Umlaufzahl kann dargestellt werden als Unterschied einer »erzwungenen« und einer »freien« Umlaufzahl? Nebenbei sei bemerkt, daß in diesem Kapitel die Zeitkonstante versehentlich $= \frac{R}{L}$ anstatt $= \frac{L}{R}$ angegeben ist. Im großen und ganzen ist bei diesem Kapitel auf eine eingehendere mathematische Behandlung des Stoffes überhaupt verzichtet; es sind meist nur die Ergebnisse mitgeteilt. Ich halte es gerade für den Leserkreis, den das Buch sucht, für äußerst wertvoll, wenn dann wenigstens die elektrischen Erscheinungen durch bekannte und geläufige Analogien aus der Schwingungslehre der Mechanik veranschaulicht worden wären. Es wird z. B. bezweifelt, ob der untere Absatz auf S. 57 oder die Darstellung der Vorgänge in Stromkreisen mit verteilter Kapazität usw. von solchen, die dem Gegenstande noch fremd gegenüberstehen, verstanden werden können, und gerade für diese Fälle gibt es in der Mechanik treffliche Beispiele. Mit der Erklärung der großen Ueberströme bei plötzlichem Kurzschluß von Stromerzeugern bin ich nicht ganz einverstanden; es ist der Einfluß der Einschaltvorgänge und der Eisensättigung nicht erwähnt. Ueberhaupt ist gerade dieser wichtige Fall recht kurz behandelt.

Auf S. 77 wird gesagt, daß die Oelschalter das Bestreben haben, den Strom stets im Nullwerte zu unterbrechen. Das ist richtig. Das gleiche Bestreben haben aber auch die Luftschalter. Es soll wohl richtig heißen, daß die erstgenannten Schalter das Bestreben haben, den Strom bei seinem ersten Durchgang durch null zu unterbrechen, was mit Luftschaltern nicht möglich ist.

Bei der Beschreibung der Differential-Schutzvorrichtung lautet der erste Abschnitt: »In verzweigten Netzen bietet die zweckmäßige Ausgestaltung des Ueberstromschutzes oft große Schwierigkeiten und es ist häufig schwierig, eine Entscheidung dahin zu treffen, ob abhängige oder unabhänige Verzögerungsschalter zu wählen sind usw.« Nun spricht aber die Differential-Schutzvorrichtung in erster Linie nur auf Fehlerströme an; Ueberlastungen bleiben ganz ohne Einfluß. Durch die Wahl der Differential Schutzvorrichtung wird also die Frage des Ueberstromschutzes gar nicht berührt.

Die Beschreibung der Wirkungsweise des Tirrill-Reglers, Kapitel 4, hätte bedeutend an Klarheit gewonnen, wenn einige Schaulinien gebracht worden wären. Ganz unklar ist die Erklärung auf S. 279, vorletzter und letzter Abschnitt, für die Veränderung der Takteinteilung, und unrichtig ist die Behauptung, daß die Verlängerung des Kontaktschlusses und die Verkürzung der Unterbrecherzeit durch die Federung des Kontaktes C_1 unterstützt wird. Die Takteinteilung ist davon unabhängig, nur die Zahl der Takte in der Sekunde kann dadurch beeinflußt werden.

Auf S. 286 findet sich der Satz, daß bei mehreren parallel arbeitenden Stromerzeugern die Einzelregler dahin wirken müssen, daß die ins Netz gelieferte Gesamtleistung sich auf die einzelnen Stromerzeuger richtig verteile. Bekanntlich kann man aber durch Veränderung des Erregerstromes parallel arbeitender Stromerzeuger (die Regler wirken nur auf die Erregung ein) die Lastverteilung nicht beeinflussen, sondern nur durch die Veränderung der Dampffüllung.

Im übrigen bietet jedoch das Buch, insbesondere was die bildliche Darstellung anbetrifft — Ausführungsformen von Apparaten, bauliche Anordnungen usw. —, eine Fülle von

Material, so daß der in der Praxis stehende Ingenieur das Buch zu einer Aufklärung in dieser Hinsicht mit Vorteil gebrauchen können wird. Schwaiger.

Handbuch der Mineralchemie. Unter Mitwirkung von 57 Fachgenossen und mit Unterstützung der K. Akademie der Wissenschaften in Wien herausgegeben von Prof. Dr. C. Doelter. Dresden, Th. Steinkopff. 4 Bände, von denen der erste Band (1008 Seiten und 125 Abbildungen, in Lexikon-Oktavformat Preis ungebunden 41,60 ℳ) erschienen ist.

Das Handbuch der Mineralchemie ist als innigeres Band zwischen der Mineralogie und der Chemie gedacht und soll alles zusammenfassen, was die Chemie an den Mineralien erforscht hat. Dementsprechend werden in dem Werke behandelt: 1) die analytischen Methoden zur Untersuchung der Mineralien; 2) die Zusammenstellung der Ergebnisse der Mineralanalysen; 3) die physikalisch-chemischen Konstanten; 4) die Synthesen der Mineralien; 5) die Entstehung der Mineralien; 6) die Zersetzung und Umbildung der Mineralien in der Natur und im Laboratorium; 7) die chemische Konstitution der Mineralien; 8) die chemischen Verarbeitungsmethoden der Mineralien.

Das Werk richtet sich an einen weiten Interessentenkreis und soll den entsprechenden Bedürfnissen des Mineralogen, Petrographen, Geologen, Chemikers, Metallurgen, des Berg- und Hüttenmannes Rechnung tragen. Auch für die einschlägige Technik und Industrie wird das Werk viel Wissenswertes bringen, da technisch wichtige Stoffe wie Graphit, Magnesit, Zement, Glas, Glasuren, Schlacken, Porzellan, Ton, seltene Erden u. a. m. eingehende Berücksichtigung finden werden.

Der Herausgeber und seine Mitarbeiter haben sich demnach die nicht leichte Aufgabe gestellt, etwas Neues und Notwendiges zu schaffen. Ein Werk, welches, wie mit dem vorliegenden beabsichtigt ist, die Mineralwelt nach neueren chemischen Gesichtspunkten so umfassend behandelt, gibt es bisher nicht. Die Notwendigkeit eines solchen Werkes besteht jedoch fraglos, besonders nachdem die neuere physikalisch-chemische Betrachtungsweise der Erforschung der mannigfaltigen Fragen, welche uns die Entstehung und die Veränderungen in der Mineralwelt stellen, neue Wege eröffnet hat, die an der Hand einer fortgeschrittenen Experimentierkunst bereits zu schönen Erfolgen, wie z. B. der Deutung der Bildung der Kalisalzablagerung durch van 't Hoff, geführt haben.

Bei der Einteilung des Stoffes mußte darauf Rücksicht genommen werden, daß mineralogisch Zusammengehöriges nicht getrennt wurde. Dementsprechend lehnt sich die Einteilung an die in mineralogischen Werken vielfach übliche an, so daß als Grundlage für die Hauptgruppen die säurebildenden Elemente gleicher Wertigkeit dienen. In den einzelnen Gruppen werden alsdann außer den betreffenden Salzen gegebenenfalls die grundlegenden Elemente selbst, ihre Oxyde und etwaigen andern Verbindungen, wie Sulfide, Karbide usw., behandelt. Das Werk ist mit den Abschnitten über Kohlenstoff und Silizium begonnen worden, so daß die überwiegende Beteiligung namentlich der Silikate an der Bildung der Erdrinde hierdurch einen treffenden Ausdruck findet.

Der vollständig vorliegende erste Band enthält: Allgemeine Einleitung, Allgemeines über Mineralanalyse, Kohlenstoff (Diamant, Graphit, Schungit), die Karbonate (Einleitung, chemische Reaktionen der wichtigsten Karbonate, analytische Methoden, Allgemeines über die Bildung der Karbonate, Spezielles über die Karbonate der Alkalien, der Erdalkalien, des Eisens, des Mangans und Zinks, des Kobalts, Nickels und Kupfers, des Lanthans und Cers, des Bleies sowie des Urans); ferner die Karbide. Es folgt alsdann der Allgemeine Teil über die Gruppe des Siliziums (Einleitung zu den Silikaten, Silikatanalyse, Silikatschmelzen, Zemente, Glas, Glasuren und Emails, Schlacken). Ein ausführliches Namen- und Sachregister bildet den Schluß des ersten Bandes.

Ohne auf Einzelheiten einzugehen, verdient anerkannt zu werden, daß die Originalliteratur anscheinend ausgiebig benutzt und sehr sorgfältig und weitgehend angeführt ist, so daß sich die in der in- und ausländischen Literatur zum Teil sehr zerstreuten wichtigen Ergebnisse der Sonderforschungen ziemlich vollständig vorfinden. Dadurch, daß das Werk in den allgemeinen Abschnitten vielfach mehr den Charakter eines Lehrbuches annimmt, wird dem Umstande Rechnung getragen, daß eine zusammenhängende Darstellung über herrschende Anschauungen und allgemeine Grundlagen, wie z. B. über die Natur der Silikatschmelzen, den Interessenten häufig erwünscht sein wird. Ein breiter Raum ist den Auffassungen über die Entstehung und Umwandlung der Mineralien sowie ihrer künstlichen Herstellung gewidmet, wobei die physikalisch-chemischen Gleichgewichtgesetze und Bedingungen zur Grundlage gemacht werden. Meist ist ja der Boden auf diesem Gebiete noch recht schwankend; doch wird man den Verfassern danken müssen, daß sie gerade auf diesem aktuellen Gebiet eine möglichst vollständige Uebersicht geben.

Alles in allem dürfte in dem abgeschlossenen ersten Bande der Anfang eines großzügig angelegten Sammelwerkes zu erblicken sein, dem man eine gute Zukunft voraussagen darf. K. Beck.

Berechnung ebener rechteckiger Platten mittels trigonometrischer Reihen. Von Prof. Karl Hager. München und Berlin 1911, R. Oldenbourg. 94 S. mit 20 Fig. Preis 7,20 ℳ.

Die Wahl der richtigen Abmessungen von Platten ist für den Ingenieur eine der unangenehmsten Aufgaben; weniger weil es gerade besondere Schwierigkeiten macht, die Grundgleichungen aufzustellen, als weil deren Auswertung für den vorliegenden praktischen Fall meist unerfüllbare Ansprüche an die zur Lösung der Aufgabe verfügbare Zeit stellt. Dazu kommt noch, daß es in keinem Fall einfach ist, über die Auflager- und Einspannungsbedingungen etwas völlig Sicheres festzustellen, so daß jede derartige Rechnung – mag sie sonst mathematisch noch so genau durchgeführt sein – bis zu einem gewissen Grade von unsicheren Annahmen abhängig ist. Beide Tatsachen haben im Maschinenbau von vornherein dazu geführt, mit verhältnismäßig einfachen Berechnungsformeln zu arbeiten, in denen Versuchskoeffizienten die Hauptrolle spielen. Auf dem Gebiete der Auswertung dieser Koeffizienten ist ja bekanntlich unser Altmeister von Bach hervorragend tätig gewesen. Der Eisenbetonbau hat nun der Verwendung der plattenförmigen Konstruktionen ein weites und neues, außerdem wirtschaftlich bedeutendes Gebiet eröffnet; die Aufgaben des Maschinenbauers sind für den Bauingenieur aktuell geworden. Wissenschaftlich verwertbare Versuche fehlen vorläufig fast ganz, können zweckmäßig auch nur in großem Maßstab und daher nur mit sehr großen Mitteln durchgeführt werden: die Theorie blüht! Sicher genug kann der Ingenieur immer konstruieren; einfache Annahmen gestatten ihm stets, die Grenzfälle genau genug festzulegen und die Konstruktionen danach zu bemessen. Hierunter muß natürlich die wirtschaftliche Seite leiden, so daß die Versuche, den fraglichen Aufgaben theoretisch näher zu kommen, bereits ziemlich zahlreich sind.

Ein neuer Versuch dieser Art ist die vorliegende Veröffentlichung Hagers. Der Verfasser will die schwierigen und zeitraubenden Integrationen durch Reihen trigonometrischer Funktionen ersetzen, deren Beiwerte nach Auflager-, Durchbiegungs- oder sonst sicher zu bestimmenden Bedingungen gewählt werden. Das Verfahren wird zunächst am einfachen Träger auf 2 Endstützen mit gleichförmig verteilter Belastung erläutert und dann auf verschiedene Platten rechteckigen Grundrisses angewendet, wobei vorher immer auf die entsprechenden einfachen Trägerfälle zurückgegriffen wird. Einzelne Beispiele sind zahlenmäßig durchgerechnet; desgleichen wird an einzelnen Trägerbeispielen das Uebereinstimmen oder Nichtübereinstimmen der Ergebnisse der gewählten Reihen mit den Ergebnissen der Statik gezeigt. Beim Träger mit einer Einzellast zeigt sich z. B., daß die gewählte Reihe nur brauchbare Werte in der Nähe der Belastungsstelle, also in der Nähe des größten Momentes, liefert. Ebenso versagt die gewählte Reihe bei der Berechnung der Lagerdrücke der freiliegenden rechteckigen Platte mit gleichmäßig verteilter Belastung. Im übrigen sieht man aber, daß das Verfahren bei der nötigen Geduld und Zeit

— beides gehört sicher auch dazu, wie ein Blick auf die Entwicklungen zeigt — zum Ziele führt. Jedenfalls wird man damit imstande sein, wenn die Lagerbedingungen genau bekannt sind und man sonst für Biegungen an besondern Stellen genaue Anhalte hat, die größten Oberflächenspannungen und die zugehörigen Plattenstärken zu berechnen.

Die gegebenen Entwicklungen beziehen sich vorläufig nur auf homogene Platten; in einer folgenden Arbeit soll die Anwendung auf Eisenbetonplatten gegeben werden.

Breslau. Martin Preuß.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Sammlung elektrotechnischer Lehrhefte. Heft 10: Uebungsaufgaben aus der Gleich- und Wechselstromtechnik. Von F. Hoppe. Leipzig 1912, Johann Ambrosius Barth. 237 S. mit 158 Fig. Preis 7,60 ℳ.

Der Torsionsindikator. I. Die elektrischen Methoden zur Verdrehungsmessung. Von Dr.-Ing. P. Nettmann. Berlin 1912, M. Krayn. 78 S. mit 34 Fig. Preis 4 ℳ.

Sozialwirtschaftliche Zeitfragen. Heft 9/10: Lujo Brentano und der akademische Klassenmoralismus. Von Dr. A. Tille. Berlin 1912, Otto Elsner. 174 S. Preis 2 ℳ.

Wie wohnt man im Eigenhause billiger als in der Mietswohnung? Wie beschafft man sich Baukapital und Hypothek? Von F. Flur. 8. Auflage. Wiesbaden 1912, Westdeutsche Verlagsgesellschaft m. b. H. 64 S. mit über 80 Fig. Preis 1 ℳ.

Technisches Auskunftsbuch für das Jahr 1913. Eine alphabetische Zusammenstellung des Wissenswerten aus Theorie und Praxis auf dem Gebiete des Ingenieur- und Bauwesens unter besonderer Berücksichtigung der neuesten Errungenschaften, Preise und Bezugsquellen. Von H. Joly. 20. Jahrg. Leipzig 1912, K. F. Koehler. 1522 S. Preis 8 ℳ.

Kurze Anleitung für die Bauüberwachung eiserner Brücken. Von G. Schaper. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 42 S. mit 11 Fig. Preis 1,50 ℳ.

Die Bedienung und Wartung elektrischer Anlagen und Maschinen. Von J. Spennrath. 2. Auflage. Von F. Menge. 1. Teil: Einführung in die Grundlagen der Elektrotechnik. 2. Teil: Einführung in den Bau und die Wirkungsweise der Stromerzeuger. Berlin 1912, M. Krayn. 333 S. mit 417 Fig. Preis 5,50 ℳ.

Die Zukunft kommunaler Betriebe. Von O. Wippermann. Berlin 1912, Julius Springer. 36 S. Preis 1,20 ℳ.

Aus den Erinnerungen eines österreichischen Eisenbahningenieurs. Sonderabdruck aus der »Rundschau für Technik und Wirtschaft«. Von A. Lernet. Wien 1912, Verlag für Fachliteratur G. m. b. H. 35 S. mit 14 Fig. Preis 1,50 K.

Dampfbetrieb. Praktische Anleitung zur Beurteilung und Wartung der Dampfkessel und Dampfmaschinen sowie zur Ablegung der Heizer- und Maschinenwärterprüfung. Von Th. Demuth. 2. Auflage. Reichenberg 1913, Paul Sollors' Nachfolger. 204 S. mit 139 Fig. Preis 3,70 ℳ.

Transport de force. Calculs techniques et économiques des lignes de transport et de distribution d'énergie électrique. Von C. Le Roy. 1. Teil. Paris 1912, A. Hermann & Fils. 172 S. Preis 6 F.

Monographien über chemisch-technische Fabrikationsmethoden. Bd. XXIX: Wasserreinigung und Abwässerbeseitigung. Von Dr. J. Tillmans. Halle a. d. S. 1912, Wilhelm Knapp. 157 S. mit 21 Fig. Preis 7,50 ℳ.

Neues Handbuch der chemischen Technologie. Von Dr. C. Engler. IV. Das Erdöl und seine Verwandten. Geschichte, physikalische und chemische Beschaffenheit, Vorkommen, Ursprung, Auffindung und Gewinnung des Erdöles. Von Dr. h. c. Hans von Höfer. 3. Auflage. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 351 S. mit 33 Fig. und 1 Tafel. Preis 12 ℳ.

Desgl. V. Die Fabrikation des Rußes und der Schwärze. Von D. H. Köhler. 3. Auflage. Braunschweig 1912, Fr. Vieweg & Sohn. 230 S. mit 114 Fig. Preis 7 ℳ.

Tabellen der Luftgewichte $S\frac{b}{t}$, der Druckäquivalente $\beta\frac{b}{t}$ und der Gravitation g. Von Dr. S. Riefler. Berlin 1912, Julius Springer. 101 S. Preis 6 ℳ.

Die Technik im zwanzigsten Jahrhundert. Von Geh. Reg.-Rat. Dr. A. Miethe. 3. Band: Die Gewinnung des technischen Kraftbedarfes und der elektrischen Energie. Braunschweig 1912, George Westermann. 432 S. mit zahlreichen Figuren. Preis 15 ℳ.

Moderne Technik. Die wichtigsten Gebiete der Maschinentechnik und Verkehrstechnik. Allgemeinverständlich dargestellt und erläutert durch zerlegbare Modelle. Von H. Blücher. Textband und Modellatlas. Leipzig und Wien 1912, Bibliograpisches Institut. 632 S. mit 1391 Fig. und 15 zerlegbaren Modellen. Preis 40 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Die neue Blende- und Bleierzaufbereitung, Haldensturz- und Wiederverladeanlage der Bleischarleygrube bei Beuthen (O.-S.). Von Franke. (Glückauf 16. Nov. 12 S. 1865/71* mit 2 Taf.) In der von der Maschinenbauanstalt Humboldt gebauten Anlage werden täglich 1000 t Roherz behandelt. Fördereinrichtungen. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Der Heizeffektmesser »Ados«. Von Winkelmann. Schluß. (Sozial-Technik 15. Nov. 12 S. 429/33*) Das Gerät, das für Betrieb durch Schornsteinzug eingerichtet ist, macht in der Stunde 12 bis 15 Analysen. Winke für den Betrieb.

Dimensions of boiler chimneys for crude oil. Von Weymouth. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 12 S. 1497/1542*) Da Oelfeuerungen geringeren Zugwiderstand haben als Kohlenfeuerungen, so werden die Schornsteine für Oelfeuerungen leicht zu hoch gemacht, was die Wärmeausbeute beeinträchtigt. Angabe von Erfahrungswerten über den Zugwiderstand bei Oelfeuerung und Vorgang beim Berechnen der Schornsteine.

Tests of a 1000-HP, 24 tubes high B. & W. boiler. Von Bump. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 12 S. 1457/77*) Versuche an dem Kessel von 929 qm Heizfläche haben zwischen 75,2 und 81,3 vH Wirkungsgrad ergeben. Wirksamkeit des Ueberhitzers.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Eisenbahnwesen.

Die Chur-Arosa-Bahn. (Schweiz. Bauz. 16. Nov. 12 S. 263/64*) Die 25,7 km lange Reibungsbahn hat 1 m Spurweite und überwindet 1154 m Höhenunterschied. Krümmungen und Steigungen. Allgemeines über die Tunnel- und Brückenbauten. Die Bahn soll mit Gleichstrom von 2000 V betrieben werden.

Einiges über Elektrisierung von Hauptbahnen. Von Brecht. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 12 S. 662/69*) Erörterungen über Stromart, Betriebsform, Bauart und Schaltung der Betriebsmittel, der Fahr- und Speiseleitungen und des Kraftwerkes. Vergleich zwischen Dampflokomotive und elektrischem Triebfahrzeug. Aussichten des elektrischen Hauptbahnbetriebes.

Die Entwicklung der Stromzuführungseinrichtungen elektrischer Bahnen. Von Arns. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 12 S. 673/79*) Oberirdische Zuführung mit Schlitzrohren, mit Rollen und Bügeln. Zuführungen durch eine dritte Schiene. Vielfachaufhängung der Leitungsdrähte. Neueste Oberleitungen für hohe Spannungen.

Ueber die Einführung der elektrischen Zugförderung auf der Strecke Magdeburg-Leipzig-Halle. Von Heyden. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 12 S. 682/83*) Lageplan der Bahn, die voraussichtlich 1914 eröffnet wird. Angaben über die für 15000 V bemessene Streckenausrüstung, die Verteilwerke, das Kraftwerk in Muldenstein usw.

Die elektrische Zugförderung Lauban-Königszelt mit abzweigenden Strecken. Von Kleinow. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 12 S. 683/86*) Ueberblick über die rd. 275 km langen Strecken, die 1914 zum Teil in Betrieb kommen sollen. Lageplan. Einzelheiten der Turbodynamos des Kraftwerkes in Mittelsteine bei Neurode für zunächst 16000 KW. Hochspannungs-Speiseleitungen für 80000 V. Fahrleitungen. Betriebsmittel.

Stand der Arbeiten zur Elektrisierung der österreichischen Staatsbahnen. Von Hruschka. (El. Kraftbetr. u. B.

14. Nov. 12 S. 686/88*) Ergebnisse der Untersuchung über die Einführung des elektrischen Betriebes auf 10 verschiedenen Strecken. Stand der Arbeiten auf den für elektrischen Betrieb bestimmten Strecken.

Elektrische Zugförderung auf der Berner Alpenbahn. Von Thormann. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 12 S. 688/90*) Betriebserfahrungen auf der Strecke Spiez-Frutigen.

Le chemin de fer métropolitain de Paris. Von Godfernaux. (Rev. gén. Chem. de Fer Nov. 12 S. 233/67* mit 2 Taf.) Allgemeines über die Strecke von Auteuil bis zur Oper. Untertunnelung der Seine unterhalb der Concorde-Brücke. Schichtenplan. Vortrieb des Tunnels durch Brustschild mit Hülfe von Preßluft. Untertunnelung der Seine unterhalb der Mirabeau-Brücke. Gründung mit Hülfe von eisernen Senkkasten. Verschiedene Querschnitte. Kreuzungen mit andern Untergrundbahnstrecken. Haltestellen. Oberbau. Rollendes Gut. Sicherungen. Verkehr.

The design of locomotive fire-boxes. Von Twinberrow. (Engng. 15. Nov. 12 S. 665/66*) Aus dem regelmäßigen Auftreten der Stehbolzenbrüche kann man auf die Art der Beanspruchungen an gegebenen Stellen der Feuerbüchse schließen. Verwendung nachgiebiger Stehbolzen. Versteifung der Seiten und der Decke der Feuerbüchse.

Locomotives of the A., T. and S. F. Ry. (Eng. News 7. Nov. 12 S. 846/48*) 2 C 1-Schnellzuglokomotive, 1 E 1- und 1 D-Güterzuglokomotive der Atchison, Topeka und Santa Fe-Eisenbahn. Hauptabmessungen. Steuerung.

1 F 1-Heißdampf-Tenderlokomotive der holländischen Staatsbahn auf Java. Von Metzeltin. (Z. Ver. deutsch. Ing. 23. Nov. 12 S. 1887/90* mit 1 Taf.) Als Ersatz für die 1 C + C-Mallet-Lokomotiven haben die holländischen Staatsbahnen auf Java eine 1 F 1-Heißdampf-Tenderlokomotive mit radial einstellbaren Laufachsen und seitlich verschiebbaren äußersten Kuppelachsen beschafft, die Krümmungen von 140 m Halbmesser bei 3750 mm festem und 10250 mm Gesamtradstand befährt.

Benzolelektrische Triebwagen. Von Weese. Schluß. (Verk. Woche 16. Nov. 12 S. 129/32*) Anordnung der elektrischen Ausrüstung der Bergmann-Elektrizitäts-Unternehmungen. Schaltplan mit und ohne Erregermaschine. Betriebserfahrungen. Kosten.

Ablaufanlagen auf Verschiebebahnhöfen für reinen Schwerkraftbetrieb. Von Sammet. (Organ 15. Nov. 12 S. 397/400*) Bestimmung der zweckmäßigsten Neigungen mit durchgehendem Gefälle. Die Sammelgleise sollen mindestens ein Gefälle haben, auf dem die ungebremsten Wagen noch selbst anlaufen. Schwächere Gefälle als 6,67 vT sind zu vermeiden. Die Laufgeschwindigkeit der nicht gebremsten, beladenen offenen Wagen am Anfange der Sammelgleise darf höchstens 4 m/sk betragen. Zwischen die Einfahrgleise und Verteilweichen ist ein Ablaufrücken mit so viel Gefäll einzuschalten, daß die Wagen den Rückenfuß mit 4,5 m/sk Geschwindigkeit verlassen. Das kleinste Gefälle für die Verteilgleise beträgt 2,5 vT. Schluß folgt.

Eisenhüttenwesen.

Mehrherdige Siemens-Martin-Oefen und runde Siemens-Martin-Ofentüren. Von Dietrich. (Stahl u. Eisen 14. Nov. 12 S. 1911/13*) Bau und Betrieb eines Ofens mit 2 Herden. Umbau eines gewöhnlichen Ofens in einen mehrherdigen. Nach dem Vorschlag des Verfassers soll im Steg zwischen den beiden Herden eine tiefe Rinne zur Herstellung hochwertigen Stahles angeordnet werden. Runde Türen für Martinöfen lassen sich leicht erhalten und ausbessern.

Elektrisch betriebenes Panzerplattenwalzwerk in Witkowitz. Von Gutmann. (Stahl u. Eisen 14. Nov. 12 S. 1904/11* mit 1 Taf.) Das Panzerplattenwalzwerk von 1250 mm Walzen-Dmr. und 4500 mm Ballenlänge verarbeitet Blöcke bis zu 100 t Gewicht. Der 135 t schwere Walzmotor gibt stoßweise bis zu 8000 PS an die Walzen ab. Gesamtdarstellung der Anlage. Einzelheiten des Ilgner-Antriebes. Versuchsergebnisse.

Power machinery of the American steel industry. Von Streeter. Forts. (Eng. Magaz. Okt. 12 S. 16/35*) Dampfmaschinen und Seiltriebe für Walzwerke.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Beitrag zur Theorie der Rippenkuppel. Von Marcus. (Eisenbau Nov. 12 S. 387/97*) Ermittlung der Auflagerwiderstände und der inneren Spannkräfte einer gelenkartig gestützten Rippenkuppel. Beispiele.

Calcul des ponts de chemins de fer à poutres droites et à travées indépendantes, sous l'action d'une charge uniformément répartie, concentrée au droit des montants des poutres principales. Von Pentecôte. (Rev. gén. Chem. de Fer Nov. 12 S. 268/85* mit 2 Taf.) Berechnung der Biegungsmomente, Querkräfte und Durchbiegungen von Balken auf zwei Stützen für Eigengewicht und bewegliche Lastenzüge mit Hülfe von Belastungsgleichwerten; die Belastung greift in den Knotenpunkten an. Berechnung der Länge von Gurtverstärkungen bei vollwandigen Balken, wenn die polygonale Momentenlinie gegeben ist. Forts. folgt.

Pont-route en arc, de 200 mètres d'ouverture, sur la Vilaine, à la Roche-Bernard (Morbihan). Von Dantin. (Génie civ. 16. Nov. 12 S. 41/47* mit 1 Taf.) Die eiserne Straßenbrücke hat eine lichte Weite von 183 m und ist als Dreigelenkbogen mit verschobenen Gelenken ausgebildet. Das Scheitelgelenk liegt 15 m über der Fahrbahn, die beiden andern Gelenke in Höhe der Fahrbahn, 33 m über dem höchsten Hochwasser. Uebersicht über die statische Berechnung. Einzelheiten der Gurtungen. Aufstellarbeiten.

Ueber den zweckmäßigsten Querschnitt von schmiedeeisernen Stützen, welche durch mehrere Stockwerke hindurchgehen. Von Kaufmann. (Eisenbau Nov. 12 S. 425/28*) Ausdehnung der in Zeitschriftenschau vom 2. Sept. 11 erwähnten Untersuchungen auf Querschnitte, die aus 4 Winkeln gebildet sind.

Versuche über die Spannungsverteilung in gelochten Zugstäben. Von Preuß. (Mitt. Forschungsarb. Heft 126 S. 47/57*) s. Zeitschriftenschau vom 9. Nov. 12.

Elektrotechnik.

Großkraftwerke und Energieverteilung unter besonderer Berücksichtigung der oberen Spannungen bis 150000 V. Von Bartel. (Glaser 15. Nov. 12 S. 181/85*) Uebersicht über die Kraftquellen in Norddeutschland; Ausdehnung und Größe der Torfmoore. Heizwert des Torfes. Forts. folgt.

Die Werke der Aktieselskabet Vigelands Brug. (Z. f. Turbinenw. 10. Okt. 12 S. 485/88*) Vergl. Zeitschriftenschau vom 21. Okt. 11. Lageplan. Einlaufwerke und Maschinenanlage des von der Maschinenfabrik Oerlikon gebauten Werkes. 2000 PS-Gruppe für Aushülfe. Schluß folgt.

Kraft- und Unterwerke für Wechselstrombahnen. Von Idelberger. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 12 S. 670/73*) Erfahrungen über Ausrüstung und Betrieb der Bahnkraftwerke in Altona, Muldenstein, Bitterfeld usw. Ausblicke.

Practical installation of relays on alternating-current circuits. Von Freeman. (El. World 2. Nov. 12 S. 924/29*) Schaltungen, Einstellung, Prüfung.

Theorie und Praxis des Ueberspannungsschutzes. Von Pfiffner. (El. u. Maschinenb. Wien 17. Nov. 12 S. 953/59*) Beanspruchung der Isolation durch elektrische Spannungen. Begriffserklärung der Ueberspannungen. Fortschreitende elektrische Wellen. Forts. folgt.

Kühlrippentransformatoren. Von Vidmar. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 17. Nov. 12 S. 959/63*) Anwendung der Ergebnisse auf den Bau von ganzen Reihen von Transformatoren. Beispiel.

The design of high-tension electric transmission lines. Von Greenhalgh. (Eng. Magaz. Okt. 12 S. 49/55*) Berechnung der wirtschaftlich vorteilhaftesten Spannung, der Stützweiten und der Isolatoren. Blitzschutzeinrichtungen und Kondensatoren.

Erd- und Wasserbau.

The United States Red River hydraulic dredge »Waterway«. (Int. Marine Eng. Nov. 12 S. 435/39*) Der von den Dubuque Boat and Boiler Works gebaute, 43,3 m lange und 10,36 m breite Bagger wird durch ein Heckrad von 5,5 m Dmr. und 5,5 m Breite angetrieben. Eine besondere stehende Dampfmaschine von 250 PS treibt die Kreiselpumpe von 406 mm Saugrohrweite.

Die Talsperre bei Mauer am Bober. (Zentralbl. Bauv. 16. Nov. 12 S. 609/11*) Die Talsperre liegt etwa 10 km unterhalb Hirschberg und ist bei einer durchschnittlichen Höhe von 60 m an der Krone 280 m, an der Talsohle 180 m lang. Das Staubecken hat 240 ha Stauspiegelfläche mit einem Fassungsraum von 50 Mill. cbm. Das Kraftwerk enthält vier Francis-Zwillingsturbinen von je 1800 PS bei 28,6 m Gefälle. Baukosten.

Gasindustrie.

Die Vergasung minderwertiger Brennstoffe im Gasgenerator. Von Gwosdz. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 15. Nov. 12 S. 488/89) Versuche von Ehrhardt & Sehmer, Saarbrücken, mit einem Drehrostgenerator Bauart Kerpely. Schluß folgt.

Die Druckbewegung in Gasbehältern und Gasbehältertassen in Theorie und Praxis. Von Mecklenbeck. (Journ. Gasb.-Wasserv. 16. Nov. 12 S. 1117/22 mit 1 Taf.) Ableitung von Formeln für die günstigste Stellung der Obertassen zur Nullinie, damit alle Tassen gleich günstig arbeiten und die Beckenhöhe richtig ausgenutzt wird. Beispiel. Schluß folgt.

Gießerei.

Foundry plant and machinery. Von Horner. Forts. (Engng. 15. Nov. 12 S. 666/70*) Misch- und Knetmühlen für Sand und Lehm. Kugelmühlen.

Neuere amerikanische Rüttelformmaschinen. Von Lohse. Schluß. (Gießerei-Z. 15. Nov. 12 S. 689/95*) Formmaschine der Tabor Mfg. Co.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Eine Verladebrücke von 10 t Tragkraft. Von Andrée. (Eisenbau Nov. 12 S. 397/414* mit 1 Taf.) Elektrisch betriebene fahrbare Verladebrücke von 85,25 m Spannweite mit zwei Auskragungen von 39,8 m und 16,2 m Spannweite. Eingehende statische Berechnung; Untersuchungen über Größe und Wirkung der Bremskräfte. Einzelheiten.

Luftschiffahrt.

Le IVe salon de la locomotion aérienne, à Paris (27 octobre — 10 novembre 1910). Von Espitallier. (Génie civ. 9. Nov. 12 S. 21/27* und 16. Nov. S. 47/51*) Auf der Ausstellung waren 78 vollständige Flugzeuge, eine große Anzahl von Wasserflugzeugen, für den Flug eingerichtete Fahrräder und Zubehörteile vorhanden.

The work of the Government Aeronautical Committee. (Engineer 15. Nov. 12 S. 513/14*) Dritter Jahresbericht: Versuche über den Luftwiderstand von Rippen für Gleitflächen und von Luftschiffmodellen. Beiträge zur Theorie der Luftschrauben. Forts. folgt.

Ein Beitrag zur Erklärung des Segelfluges. Von Betz. (Z. f. Motorluftschiffahrt 16. Nov. 12 S. 269/72*) Untersuchung über den Auftrieb bei senkrecht schwankenden Windrichtungen. Größte zulässige Neigung der Windrichtung.

Einige einfache Berechnungen der auftretenden Flügelbeanspruchungen. Von Heinkel. (Z. f. Motorluftschiffahrt 16. Nov. 12 S. 272/75*) Statische Berechnung der Flügelträger und Flügelrippen. Belastung durch die Zugkabel.

Maschinenteile.

Brüche an Maschinenteilen. Von Kasten. (Z. Dampfk. Maschbtr. 15. Nov. 12 S. 485/87*) Bruch der Trommelwelle einer Fahrstuhlwinde infolge der scharfen Absätze an den Uebergängen. Untersuchung der Beanspruchungen.

Versuche über die Spannungsverteilung in Kranhaken. Von Preuß. (Mitt. Forschungsarb. Heft 126 S. 25/46*) s. Zeitschriftenschau vom 6. Jan. 12.

Materialkunde.

Versuche über die Spannungsverminderung durch die Ausrundung scharfer Ecken. Von Preuß. (Mitt. Forschungsarb. Heft 126 S. 1/24*) s. Zeitschriftenschau vom 31. Aug. 12.

Ueber Metallographie und deren Anwendung im Eisenbahnwesen. Von Füchsel. (Glaser 15. Nov. 12 S. 194/96* mit 2 Taf.) Allgemeine Untersuchungsarten. Erstarrung und Abkühlung der Eisen-Kohlenstoff-Legierungen bei verschiedenem Kohlenstoffgehalt. Bearbeitung der Schleifbilder für die Beobachtung unter dem Mikroskop. Forts. folgt.

Versuche zur Klarstellung des Einflusses der Spannungen, welche durch das Nieten im Material hervorgerufen werden und die der Entstehung von Nietlochrissen Vorschub leisten können. Von Bach und Baumann. (Z. Ver. deutsch. Ing. 23. Nov. 12 S. 1890/95* mit 1 Taf.) Ermittlung der in hydraulisch eingezogenen Nieten wirkenden Kräfte. Ergebnisse, Schlußfolgerungen.

Festigkeitsversuche an eisernen Fachwerkmasten, ausgeführt von der Brückenbauanstalt Alb. Buß & Co. A.-G. in Wyhlen (Baden). Von Schaller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 23. Nov. 12 S. 1901/07*) Die Versuche an Gittermasten für Hochspannungsleitungen haben gezeigt, daß die Vorbedingung für die Standfestigkeit ein guter Betonunterbau ist. Die Richtigkeit der Tetmajerschen Knickformel wird bestätigt.

The hardening of carbon and low-tungsten tool steels. Von Brayshaw. (Eng. Magaz. Okt. 12 S. 40/48*) Der Auszug aus dem Vortrag in der Versammlung der Institution of Mechanical Engineers behandelt die Wärmevorgänge bei Kohlenstoff-Stählen und Stählen mit 0,51 vH Wolfram. Verhalten der Abkühlkurve. Forts. folgt.

The fatigue failure of metals. Von Upton und Lewis. Forts. (Am. Mach. 16. Nov. 12 S. 678/83*) Versuche mit einer neuen Maschine für Dauerbiegeversuche. Erörterung der Ergebnisse.

Autogenous welding of copper and aluminium. Von Carnevali. (Engng. 15. Nov. 12 S. 691/94*) Die Versuche haben ergeben, daß beide Metalle in der Azetylen-Sauerstoff-Flamme geschweißt werden können, daß aber die Anwendung des Verfahrens insbesondere bei Kupfer auf kleine, wenig beanspruchte Teile beschränkt werden muß.

Die magnetische Prüfung von Eisenblech. Von Epstein. (ETZ 14. Nov. 12 S. 1180/83*) Neue Prüfergebnisse des Epsteinschen Gerätes. Vergleich mit den Verfahren von Gumlich und Rogowski.

Mechanik.

Untersuchungen über die Kraftrichtung in schiefen Platten. Von Busemann. (Z. Ver. deutsch. Ing. 23. Nov. 12 S. 1907/11*) Die Resultante der Auflagerkräfte liegt bei schiefen auf 2 Stützen ruhenden Platten nicht in der Mitte, sondern nach den stumpfen Ecken hin. Verfahren zur angenäherten Berechnung bei einer Einzellast in der Mitte und bei gleichmäßig verteilter Last. Verhältnisse bei schiefen Gewölben.

Meßgeräte und -verfahren.

Ersatz des Wechselstromes durch Gleichstrom bei der Spannungsprüfung elektrischer Leitungen. Von Delon. (ETZ 14. Nov. 12 S. 1179/80*) Mit der leicht zu befördernden Vorrichtung kann man lange Leitungen, besonders Kabel, nach dem Verlegen mit hoher Gleichstromspannung prüfen.

The V-notch weir method of measurement. Von Yarnall. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 12 S. 1479/95*) Versuche über die Genauigkeit der Wassermessung mit V-förmigem Ueberfall bei verschiedenen Wassermengen und über die Genauigkeit des hierauf beruhenden selbstaufzeichnenden Lea-Wassermessers.

Ueber Fernthermometer für technische Zwecke. Von Koepsel. (Dingler 16. Nov. 12 S. 721/24*) Vorteile der elektrischen Thermometer, besonders der Widerstandsthermometer, gegenüber den Quecksilberthermometern. Widerstandsthermometer von Koepsel.

Metallbearbeitung.

Allgemeiner Maschinenbau und mechanische Materialbearbeitung auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Hundsdörfer. Forts. (Glaser 15. Nov. 12 S. 186/93*) Ladeeinrichtungen. Werkzeugmaschinen: Drehbänke, Bohrmaschinen, Fräsmaschinen. Schluß folgt.

The Vauclain drill. Von Vauclain und Wille. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 12 S. 1445/56*) Der neue Schraubenbohrer hat nur 2 rechtwinklige Schneidkanten und ist im Kern dicker als der gewöhnliche Schraubenbohrer. Vergleichende Bohrversuche.

Master plate work on a vertical miller. Von King. (Am. Mach. 16. Nov. 12 S. 676/77*) Vorgang beim Fräsen einer Grundplatte für elektrische Meßgeräte mittels einer Messingschablone.

Schwere Kolbenstangenschleifmaschine. Von Rambuscheck. (Werkst.-Technik 15. Nov. 12 S. 581/85*) Die Rundschleifmaschine von Meyer & Schmidt bearbeitet Lokomotiv-Kolben- und Schieberstangen bis zu 2600 mm Länge. Ausführliche Darstellung des Antriebes.

The elements of press design. Von Beyer. Forts. (Am. Mach. 16. Nov. 12 S. 690/92*) Kurven zur Schwungradberechnung. Forts. folgt.

Aufstellung und Antrieb von Pressen. Von Bauschlicher. (Werkst.-Technik 15. Nov. 12 S. 588/90*) Einfluß des Antriebes vom Deckenvorgelege aus auf das Pressengestell. Verschiedene Riemenantriebe. Elektrischer Antrieb. Betonunterbau.

Design and layout of gear cutters. Von Whitehead. (Am. Mach. 16. Nov. 12 S. 695/96*) Entwerfen und Prüfen der Zahnform für Zahnradfräser der Fellows-Maschine.

Explosion in einer Münchener Azetylenschweißanlage. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Nov. 12 S. 207/09*) Die Explosion, bei der ein Arbeiter getötet wurde, hat innerhalb des Entwicklers stattgefunden. Schluß folgt.

Bearbeitung der Heizrohre in der Werkstätte Pilsen. Von Kramář. (Organ 15. Nov. 12 S. 393/95* mit 1 Taf.) In der Werkstätte Pilsen, die 450 Lokomotiven auszubessern und zu erhalten hat, können jährlich bis 86000 Rohre bearbeitet werden. Arbeitsgang für gebrauchte und ungebrauchte Rohre mit und ohne Kupferstutzen. Schweißmaschinen.

Metallhüttenwesen.

Einiges über die Erzeugung von Metallen in elektrischen Oefen. Von Stephan. Schluß. (Metall u. Erz 8. Nov. 12 S. 84/86) Meinungsaustausch.

Die Herstellung der Zinkmuffel in Rheinland und Belgien. Von Juretzka. (Metall u. Erz 8. Nov. 12 S. 78/84*) Abmessungen der gepreßten Muffeln. Pressen, Trockenanlagen, Glasieren, Tempern. Behandlung im Zinkofen.

Motorwagen und Fahrräder.

The design of motor vehicles. Von Wimperis. (Engineer 15. Nov. 12 S. 509/10*) Beziehungen zwischen dem mittleren Kolbendruck und dem Drehmoment. Verlauf des Drehmomentes und des Fahrwiderstandes. Wahl der Uebersetzungen.

International Motor Exhibition at Olympia. (Engng. 15. Nov. 12 S. 670/74* mit 1 Taf.) Allgemeines. Einzelheiten des Kardan-Wagens von Sidney Straker & Squire, London. Amerikanische Fahrzeuge. Petroleumvergaser von Stewart. Anlaßdynamos von Laurence, Scott & Co. und von Bosch.

Motor car show at Olympia. Forts. (Engineer 15. Nov. 12 S. 510/12 mit 1 Taf.) Vier- und Sechszylinder-Wagen der Sheffield-Simplex Motor Works. Anlaßdynamos. Verstellbarer Kettentrieb bei der Maschine der Belsize Motors Ltd., Manchester.

Indikator für Einspritzvergaser. Von Bergmann. Forts. (Motorw. 10. Nov. 12 S. 713/19*) S. Zeitschriftenschau vom 2. Nov. 12. Einfluß der Luftuhr. Schluß folgt.

Pumpen und Gebläse.

Darstellung der Betriebsvorgänge bei Kreiselpumpen. Von Janßen. (Z. Ver. deutsch. Ing. 23. Nov. 12 S. 1895/1901*) Darstellung der Antriebleistungen, Antriebdrehmomente und spezifischen Antriebleistungen. Anwendungen. Schaubilder für die Abhängigkeit zwischen Umlaufzahl, Förderhöhe und -menge. Wirkungsgrad usw. Beispiele.

The Baltimore sewerage pump valve. Von Nagle. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 12 S. 1415/43*) Versuche der

Bethlehem Steel Co. zur Bestimmung der günstigsten Bauart und der Abmessungen von Ventilen für die großen Abwasser-Pumpmaschinen von Baltimore. Verhalten von Klappenventilen, deren Sitzfläche unter 60° geneigt ist.

Schiffs- und Seewesen.

The motor ship »Juno«. (Engineer 15. Nov. 12 S. 514/16* mit 1 Taf.) Das von der Nederlandsche Fabriek gebaute Schiff ist 78,5 m lang, verdrängt 4300 t und wird von zwei 1100 PS-Maschinen mit 6 Zylindern mit 10,5 Kn angetrieben. Einzelheiten der Maschinensteuerung.

An American-built shallow draft boat for Alaskan rivers. (Int. Marine Eng. Nov. 12 S. 440/41*) Schnittzeichnungen und Linienpläne des 34 m langen, 7,92 m breiten Heckraddampfers »W. H. Bancroft«.

Shallow draft, tunnel stern steamer »Thousand Islander«. (Int. Marine Eng. Nov. 12 S. 458/63*) Das von der Toledo Shipbuilding Co. gebaute Zweischraubenschiff hat 52,6 m Länge, 9,75 m Breite und 355 t Verdrängung. Maschinen- und Kesselanlage, Hauptspant.

Zweitakt- oder Viertakt-Großschiffsmotoren. Von Siebeck. (Schiffbau 13. Nov. 12 S. 78/86*) Allgemeine Betrachtungen über die Bewertung der beiden Arbeitsverfahren. Brennstoffverbrauch. Erhöhung der Leistung von Zweitakt- und Viertaktzylindern, Kühlwasser-, Schmierölverbrauch. Baueinzelheiten.

Straßenbahnen.

Mechanical and electric traction on the Paris streets. Von Boyer. (Eng. Magaz. Okt. 12 S. 56/78*) Pferdeomnibusse. Einrichtung der Bahnhöfe und neuen Motoromnibusse. Schweißen der Straßenbahnschienen. Dampf- und elektrische Straßenbahnen. Unterirdische Stromzuführung.

Unfallverhütung.

Automatic sprinkler protection for industrial plants. Von Walther. (Eng. Magaz. Okt. 12 S. 79/90*) Zusammenstellung von verschiedenen amerikanischen selbsttätigen Feuerlöscheinrichtungen, Streudüsen, Anlagen ohne Wasser in den Rohrleitungen, Hochbehälter für Feuerschutz.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The Low coal engine. (Engineer 15. Nov. 12 S. 526/27*) Bei der dargestellten Maschine von 100 PS wird eine geheizte Kammer, woraus der Kolben ansaugt, mit Kohlenstaub, Wasserdampf und Luft derart beschickt, daß Sauggas erzeugt wird. Der beim Vergasen der Kohle entstehende Teer geht mit dem Maschinenauspuff ab.

Betriebschäden an Dieselmaschinen. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Nov. 12 S. 205/07*) Am häufigsten sind Risse in den Zylinderköpfen und im Zylinder. Bruch einer gekröpften Welle einer 25 PS-Dieselmaschine. Schluß folgt.

Wasserversorgung.

Die neue Wasserversorgung von New York. Von Neumann. Schluß. (Deutsche Bauz. 13. Nov. 12 S. 798/800*) Einzelheiten der Catskill-Leitung vom Ashokan-Becken nach New York. Querschnitte. Die 55 km langen Verteilleitungen im Untergrund der Stadt New York liegen etwa 60 bis 220 m unter Straßenoberkante. Kosten. Bauvorgang.

Berichtigung.

Auf S. 1872 muß es unter »Maschinenteile« heißen: Schwingungserscheinungen in zylindrischen Schraubenfedern und die Gesetze des Schlagens der Federn von Ventilsteuerungen. Von Magg.

Rundschau.

Wage für Krane von großer Tragfähigkeit. Schwere Maschinenteile wiegt man nur bis zu bestimmten Gewichten auf ortfesten Wagen. Bei 100 t und mehr bedient man sich beweglicher Wagen, die an ein Hebezeug angehängt werden. Besonders gilt das für den neuzeitlichen Schiffbau, der, um die Baufrist der Schiffe abzukürzen, die Antriebmaschinen, Kessel usw. vielfach in der Werkstätte fertig zusammenbaut und als Ganzes in den Schiffsrumpf einsetzt. Einige solcher in letzter Zeit ausgeführter Kranwagen von großer Wiegefähigkeit, die von der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf-Grafenberg gebaut worden sind, stellen die Figuren 1 bis 4 dar.

Fig. 1 und 2. Kranwage für 150 t. Maßstab 1 : 30.

Fig. 1 und 2 zeigen eine Kranwage für 150 t. Die zu wägenden Teile werden durch Ketten oder Seile an dem Haken *a* befestigt, der leicht drehbar auf Kugeln gelagert ist, um beim Verladen oder Absetzen der Last etwa notwendige Drehbewegungen ausführen zu können. Mittels der Oesen *b* hängt die Wage am Doppelhaken oder Schäkel eines Hebezeuges. Kräftige beiderseitige Wiegen tragen die Achse, an die der schmiedeiserne Rahmen der Wage angeschlossen ist. Innerhalb des Rahmens liegt die eigentliche Wägevorrichtung. Die am Haken *a* hängende Last wird zunächst um einige Zentimeter von ihrer Unterlage abgehoben, so daß sie frei schwebt. Die Last wirkt nun in der aus Fig. 1 ersichtlichen Weise auf die Hebel und Schneiden, und ihr Gewicht kann durch Verschieben des Laufgewichtes *c* auf der Teilung ermittelt und abgelesen werden. Darauf wird die Last wieder auf den Boden herabgelassen und der Hebel *d* um 180° gedreht. Dadurch werden mittels des Exzenters *e* die Laschen *f* auf dem Exzenter abgestützt, so daß die Schneiden der Wage entlastet sind und die Last nun, ohne die Schneiden der Wage zu gefährden, in beliebiger Weise durch den Kran hochgezogen und an der gewünschten Stelle abgesetzt werden kann.

Die dargestellte Wage entspricht in ihrer allgemeinen Durchbildung der in Fig. 3 und 4 abgebildeten, die jedoch für eine Wägefähigkeit von 200 t und eine Tragfähigkeit von 300 t gebaut ist. Diese Wage ist ferner mit einer seitlich angebrachten Bühne versehen, die dem daraufstehenden Wiegemeister das Verschieben des Laufgewichtes und das Ablesen

Fig. 3 und 4.

Kranwage von 200 t Wäge- und 300 t Tragfähigkeit.

Maßstab 1 : 60.

des Gewichtes wesentlich erleichtert. Entlastet werden die Schneiden hier mittels einer Kurbel, die durch ein Kettengetriebe auf das Exzenter arbeitet und für den Wiegemeister leicht erreichbar ist. Falls bei ungenügender Hubhöhe des Kranes die Wage nicht dauernd daran hängen bleiben darf, erhält sie auch ein Untergestell, so daß man sie auf den Fußboden absetzen kann, oder man bringt ein feststehendes Untergestell in der Nähe des Kranes an.

Ingenieur Hub. Hermanns.

Die Dampfkesselexplosionen im Deutschen Reich im Jahre 1911[1].

Im Laufe des Jahres 1911 haben sich, abgesehen von den Dampfkesseln der Militärverwaltung oder der Verwaltung der Kriegsmarine, sowie von den Lokomotiven der Eisenbahnen im ganzen 8 Explosionen ereignet, und zwar:

1) Liegender Zweiflammrohrkessel zur Krafterzeugung und zum Trocknen von 5600 mm Länge, 1800 mm Dmr., 11 cbm Inhalt und 6 at Betriebsdruck, aufgestellt 1883 in der Karbonisieranstalt und Kunstwollfabrik von Brück & Co. in Forst i. L. von der Maschinenfabrik Germania vorm. Schwalbe & Sohn in Chemnitz. Bei der Explosion am 1. April wurde das linke Flammrohr im ersten Schuß auf 1700 mm Länge eingebeult, wobei im oberen Scheitel ein Riß von 220 mm Breite und 520 mm Länge entstand. Das rechte Flammrohr ist von der Seite her um 5 bis 10 mm zusammengedrückt worden. Ursache ist Wassermangel. Die Bohrung des Wasserhahnes am linken Wasserstandglas war durch Schlamm verstopft. Anlauffarben lassen erkennen, daß das Wasser zur Zeit des Unfalles unter den Flammrohrscheitel gesunken war. Eine Person wurde schwer verletzt.

2) Liegender Zweiflammrohrkessel mit Wellrohren von 8500 mm Länge, 1900 mm Dmr., 18,5 cbm Inhalt und 10 at Betriebsdruck, aufgestellt 1904 im Holzsägewerk von Robert Frommelt in Rückers, Kreis Glatz, von A. Leineweber & Co. in Gleiwitz. Bei dem Unfall am 8. Mai ist der erste Wellrohrschuß des linken Flammrohres auf der rechten Seite auf 1850 mm Länge und 600 mm Tiefe eingebeult worden, wobei an der tiefsten Stelle der Beule ein 450 mm langer und bis zu 55 mm breiter Riß entstanden ist. Ursache ist Wassermangel. Der Hahnkegel des Ablaßhahnes war vollständig locker und wahrscheinlich so undicht, daß das Wasser über Nacht aus dem Kessel abgelaufen ist. Die Wasserlinien im Kessel zeigen, daß zur Zeit des Unfalles nur 40 bis 42 cm Wasser im Kessel vorhanden waren, daß also die Wellrohre vollständig vom Wasser entblößt waren. Da die untersten Hähne der Wasserstandgläser stark verstopft waren, so konnte der Heizer über den tatsächlichen Wasserstand getäuscht worden sein. Ein Heizer wurde leicht verletzt.

3) Liegender Zweiflammrohr-Feuerbüchskessel mit rückkehrenden Heizrohren und Dampfsammler, Länge 3260 mm, Dmr. 2900 mm, Inhalt ohne Dampfsammler 14,5 cbm, Betriebsdruck 8 at, eingebaut 1900 auf dem Dampfboot »Gutenberg« der Dampfschiffahrts-Gesellschaft für den Mittel- und Niederrhein in Düsseldorf von Gebr. Sachsenberg in Roßlau. Bei der Explosion am 9. August in Rotterdam ist der Mantel in der linken Längsnaht aufgerissen und hat sich vollkommen von den Böden abgerollt. Durch die Rückwirkung des herausschießenden Wassers ist der Kessel rd. 88 m weit fortgeschleudert und das Boot schwer beschädigt worden. Ursache ist wahrscheinlich ein alter Bruch auf der Innenseite des Kessels, der vielleicht beim Abbiegen des Blechrandes entstanden ist und annähernd parallel zur Nietnaht verläuft. 6 Personen wurden getötet, 3 schwer verletzt, 5 leicht verletzt.

4) Liegender Zweiflammrohr-Feuerbüchskessel mit rückkehrenden Heizrohren und Dampfsammler, Länge 2400 mm, Durchmesser 2200 mm, Inhalt 6,34 cbm, Betriebsdruck 8,5 at, eingebaut 1897 in den Dampfer »Strewe« der Königlichen Regierung in Stettin von der Danziger Schiffswerft und Maschinenbauanstalt Johannesen & Co. in Danzig. Bei der Explosion am 1. September im Papenwasser des Stettiner Haffs ist der Kesselmantel neben der Längsnaht in der Stemmkante auf die ganze Länge gerissen. Der Mantel hat sich von den Stirnwänden abgewickelt, wobei die Bodenbleche in den Rundnähten ausgerissen sind. Der Kessel ist etwa 100 m fortgeschleudert worden. Die Ursache ist nicht mit Sicherheit festzustellen. Da die Untersuchung des Bleches einwandfreie Ergebnisse geliefert hat, so kann nur vermutet werden, daß das Blech durch die Stemmarbeit verschwächt worden ist. Zur Zeit des Unfalles hielt der Dampfer bei Hinterwind neben einem Bagger, und es ist möglich, daß durch die hohe auf dem Roste vorhandene Kohlenschicht eine plötzliche Drucksteigerung im Kesselinnern hervorgerufen wurde, die den Mantel gesprengt hat. Sechs Personen wurden getötet, eine schwer verletzt, drei leicht verletzt.

5) Liegender Einflammrohrkessel von 4800 mm Länge, 1700 mm Dmr., 9,72 cbm Inhalt und 6 at Betriebsdruck, gebaut 1888 von Vogel & Co. in Neusellershausen bei Leipzig, aufgestellt 1907 in der Schmelztiegel- und Schamottesteinfabrik von C. W. Goebel & Söhne in Großalmerode, Kreis Witzenhausen. Bei dem Unfall am 8. September ist das Flammrohr im zweiten Schuß quer auf 53 cm Länge und 23 cm größte Breite aufgerissen. Die beiden ersten Flammrohrschüsse zeigen Anlauffarben als Beweis dafür, daß sie ausgeglüht worden sind und die Ursache des Unfalles Wassermangel ist. Vermutlich hat der Heizer vergessen, die Wasserstandhähne, die über Nacht abgestellt waren, wieder zu öffnen. Eine Person wurde getötet.

6) Stehender einfacher schmiedeiserner Walzenkessel zu Heizzwecken, aufgestellt 1911 in der Brauerei von C. Bachert in Untertürkheim im Jagstkreis von Karl Zweitinger in Berlichingen, Höhe 815 mm, Durchmesser 800 mm, Inhalt 0,4 cbm; Betriebsdruck nicht festgesetzt, da der Kessel ohne Genehmigung betrieben worden ist. Bei dem Unfall am 20. November ist der obere Boden in der geschweißten Naht vom Mantel abgerissen und in die Höhe geflogen. Da der Kessel kein Sicherheitsventil hatte, ist der Unfall wahrscheinlich durch zu hohe Spannung verursacht worden. Eine Person wurde verletzt.

7) Liegender engröhriger Siederohrkessel mit 16 Rohrgruppen von je 9 Siederohren bis zu 10 cm Dmr. und mit zwei Dampfsammlern von 3330 mm Länge und 83 mm Dmr., Bauart Simonis-Lanz, Inhalt 7,82 cbm, Betriebsdruck 8 at, aufgestellt 1891 in dem Beleuchtungswerk von Eugen Greiß in Köln von Simonis & Lanz in Frankfurt a. M. Bei der Explosion am 25. November wurde das vordere obere Sammelrohr vollständig zerstört. Die Bruchstellen in der Nähe des abgebohrten Risses zeigen Gußblasen, um die Kernstützen herum hat sich der Guß teilweise nicht vereinigt, und auch andre Stellen lassen darauf schließen, daß das Rohr zu kalt gegossen worden ist. Mehrere Stellen sind durch Verstemmen und durch Kupferstifte abgedichtet worden. Ursache der Explosion ist mangelhafte Ausführung der Ausbesserung an dem Sammelrohr. Das Rohr war durch den Kesselschmied ausgebessert worden, hatte sich aber bei der Wasserdruckprobe als undicht erwiesen. Trotzdem wurde der Kessel angeheizt. Zwei Personen wurden getötet.

8) Stehender einfacher kupferner Walzenkessel von 1000 mm Länge, 450 mm Dmr., 0,16 cbm Inhalt und ohne amtlich festgestellten Betriebsdruck, aufgestellt in der Färberei und Chemischen Waschanstalt von Hermann Schiffel in Saalfeld a. S. Bei der Explosion am 5. Dezember ist der obere Teil des Mantels mit dem Deckel abgerissen. Der Mantel selbst ist in der Längsnaht aufgerissen und hat sich aufgerollt, so daß der untere Boden nur noch an einer kleinen Stelle mit dem Mantel zusammenhing. Der obere Teil ist etwa 3 m fortgeschleudert worden. Da der Kessel nicht an-

[1] Vierteljahrshefte zur Statistik des Deutschen Reichs, 3. Heft 1912.

gemeldet war, so ist zu vermuten, daß die Explosion durch Ueberschreiten des zulässigen Druckes verursacht worden ist. Wahrscheinlich hat das Sicherheitsventil, das unsachgemäß stark kegelig ausgebildet war, geklemmt. Außerdem waren die Längsnaht des Mantels und die Rundnaht des unteren Bodens schwalbenschwanzförmig ausgeführt und ohne Nietung hart gelötet. Verletzt wurde niemand.

Die geplante Schnellbahn am Bosporus. Im Juli 1912 erteilte die Ottomanische Regierung der Gesellschaft Lenz & Co. das Bau- und Betriebsrecht für eine elektrische Schnellbahn, die sich von Galata aus über die Vororte am Gestade des Bosporus bis Roumeli Féner unweit der Küste des Schwarzen Meeres auf rd. 32 km Länge erstrecken wird, Fig. 5. Wie die Zeitschrift »Génie Civil Ottoman« in Konstantinopel mitteilt, wird die Bahn innerhalb Galatas als Hoch- und Tunnelbahn, außerhalb als Flach- und Tunnelbahn geplant. Ausgangsbahnhof ist der Wachtposten Azizié auf dem Platz Karaköi unweit der Brücke gleichen Namens. Von Azizié bis Baghlar Bachi, auf rd. 2,14 km Länge, ist die Bahn Hochbahn, innerhalb des Stadtteiles Taxim (Pera) auf 1,36 km Länge Tunnelbahn. Der Bahnhof Taxim wird 63,50 m über Normal-Null liegen und den höchsten Teil der Bahn bilden. Weiter sind in dem Abschnitt bis zum Bahnhof Kourou-Tschesmé Tunnelstrecken von 1,536 und 0,72 km Länge vorgesehen. Die Strecke Karaköi-Kourou-Tschesmé von rd. 8,50 km Länge soll zweigleisig angelegt werden. Innerhalb dieses Bahnabschnittes wird am Eingang zum Hafen von Konstantinopel und unweit des Palastes Dolma-Baghtsché der Bahnhof Pierres angelegt werden. Auf der offenen Bahnstrecke sind Viadukte von 200, 460 und 400 m Länge geplant. Vom Bahnhof Kourou-Tschesmé aus ist die Strecke eingleisig. Unweit des Bahnhofes Bebek wird eine Brücke, bei Balta Liman ein Viadukt von je rd. 400 m Länge erbaut. Zwischen den Bahnhöfen Balta Liman und Stenia ist die Bahn auf 0,96 km Länge wieder Tunnelbahn. Auf der weiteren Strecke bis Roumeli Kavak werden verschiedene Kunstbauten errichtet, beispielsweise größere Brücken und Viadukte bei Stenia, Therapia, Kefeli Keui und Yeni Mahalée, zwischen Therapia und Kefeli Keui ein kleiner Tunnel von rd. 80 m Länge usw. Im letzten Abschnitt von Roumeli Kavak bis Roumeli Féner wird voraussichtlich die Landstraße den Eisenbahnkörper bilden. Insgesamt sind 21 Bahnhöfe und Haltestellen geplant. Die Länge der zweigleisigen Strecke wird 8,50 km, der eingleisigen Strecke 23,50 km, der Tunnelstrecken zusammen 4,656 km, der kleinste Krümmungshalbmesser der Bahn 150 m, die größte Steigung 1:40 betragen. Die größte Zuggeschwindigkeit darf 60 km/st nicht überschreiten, und für die durchschnittliche Reisegeschwindigkeit sind 45 km/st angesetzt. Die Baukosten der ganzen Anlage werden etwa 2 Mill. Pfund türkisch ausmachen, das sind etwa 36,90 Mill. *M*. Für den Bahnabschnitt Karaköi-Yeni Mahalée (rd. 20,50 km) hat die Ottomanische Regierung eine Bauzeit von 3 Jahren angesetzt. Für den Betrieb ist der Gesellschaft eine Konzession auf 75 Jahre erteilt.

Für den Vorortverkehr kommt eine Bevölkerung Groß-Konstantinopels von rd. $1^1/_2$ Mill. Seelen in Betracht. Zwischen Groß-Konstantinopel und den aufblühenden Vororten am Bosporus wurde bereits unter Abdul Hamid eine Schnellbahn geplant. Die Ausführung dieses Planes scheiterte aber an der verkehrsfeindlichen Gesinnung der damaligen Staatsmänner. Den Verkehr zwischen Konstantinopel und den Vororten am Bosporus bewerkstelligen jetzt Dampfer, die ihr Ziel häufig wegen widriger Strömungsverhältnisse und Winde erst nach stundenlanger Fahrt erreichen. Die Schnellbahn soll diese Uebelstände beseitigen und den Verkehr zwischen Konstantinopel und den Vororten erleichtern.

Fig. 5.
Die geplante Schnellbahn am Bosporus.

Fortschritte beim Bau des Panama-Kanales[1]. Nach einem soeben veröffentlichten Bericht der Panama Canal Commission erwartet man, Mitte Oktober 1913 das erste Schiff versuchsweise durch den Kanal schicken zu können, wenngleich die

Fig. 6. Kammer der Gatun-Schleuse.

[1] Vergl. Z. 1909 S. 162 u. f.; 1911 S. 1045, 1183.

formelle Eröffnung des Kanales erst auf das Jahr 1915 angesetzt ist.

Die Zementarbeiten sind an der atlantischen Seite zu 92 vH, an der pazifischen Seite zu 80 vH vollendet. Der Gatun-See wurde schon im Frühjahr dieses Jahres aufgefüllt, mußte indes wieder abgelassen werden, weil die Arbeiten im Culebra-Einschnitt durch ihn beeinträchtigt wurden.

Fig. 6 gibt eine Vorstellung von den riesenhaften Abmessungen der Schleusenkammern, von denen man zwei übersieht. Am unteren Ende sind ein Paar Tore eingebaut, und dahinter sieht man einen zeitweiligen Kofferdamm, der das Wasser des Atlantischen Ozeans vom Eindringen in die Schleusen abhält, bis die Tore vollendet sind. In der zweiten Gatun-Schleuse sind die Tore schon ziemlich fertig eingebaut, wie Fig. 7 zeigt.

Auch der mächtige Ueberfall des Gatun-Sees geht seiner Vollendung rasch entgegen. Im Hintergrunde von Fig. 8 sehen wir zur Linken eine Zementmauer, die einen Querschnitt durch die Krone des Gatun-Dammes vorstellt. Der wasserdichte Kern des Dammes wird durch Einpumpen von Lehm mittels Saugbaggers hergestellt; im Bilde ist die Oberfläche dieses Kernes hinter der Stützmauer deutlich sichtbar. Die Dammkrone reicht von der Stützmauer bis rechts in den Hintergrund des Bildes. Um die Kraft des Wassers zu brechen, sind am Fuße des Ueberfalles Zementblöcke vorgesehen, die an der Stromseite mit Gußeisenplatten bewehrt sind, s. Fig. 8 und 9. Die passendste Form für diese Blöcke wurde durch Versuche an entsprechend großen Modellen ermittelt.

Fig. 7. Tor der zweiten Gatun-Schleuse.

Fig. 8 und 9. Ueberfall des Gatun-Sees.

Die Wasserkraftanlage zum Betrieb der verschiedenen elektrischen Kraftwerke soll am rechten Ende des Ueberfalles eingebaut werden.

Philadelphia. Victor F. Halbarth.

Eine ungewöhnlich große Kreisschere wurde kürzlich von der Werkzeugmaschinenfabrik L. Schuler in Göppingen für ein rheinisches Hüttenwerk gebaut. Sie dient zum Ausschneiden von Böden bis 4,5 m Dmr. in Blech bis zu 35 mm Dicke. Diese Böden wurden bisher durch mehrfaches Beschneiden der Ecken der quadratischen Blechtafeln der Kreisform möglichst genähert und dann abgedreht: ein schwieriges und mit großem Verlust verbundenes Verfahren. Auf der Kreisschere kann bis auf eine geringe Zugabe die endgültige Form herausgeschnitten werden, worauf nur ein kleiner Span auf der Drehbank abgenommen werden muß.

Die Schere besteht aus einem nietmaschinenartigen Bügel aus Gußeisen, in dem die beiden Wellen gelagert sind, die an ihren Enden die Schermesser von 400 mm Dmr. tragen. Sie werden von einem 120 pferdigen Motor mittels einer elastischen Kupplung und eines dreifachen Rädervorgeleges angetrieben. Die Oberwelle ist in der Achsrichtung und in der Höhe entsprechend der Blechdicke durch zwei Handräder zu verstellen, wodurch auch der Abnutzung der Messer durch Nachschleifen Rechnung getragen werden kann. Die Wellen laufen zur Aufnahme der Achsdrücke in Kugeldrucklagern. Zwei kräftige stählerne Schrauben wirken dem Auseinanderfedern des Bügels entgegen.

Der Blechhalter, gleichfalls ein schwerer Gußeisenbügel, hat eine Ausladung von 2600 mm, so daß aus einer quadratischen Platte ohne Beschneiden der Ecken Böden bis zu 3600 mm, bei weggeschnittenen Ecken solche bis zu 4500 mm ausgeschnitten werden können. Der Blechhalter ruht auf einem Schlitten, der auf einem mit dem Messerbügel verbundenen Bett längsverschieblich in Führungen gleitet und auf ihm zum Einstellen des Durchmessers durch ein beim Arbeiterstand angeordnetes Handrad verschoben werden kann. In

der endgültigen Stellung wird der Schlitten durch fünf Knebel, die auf die Prismenleiste drücken, festgebremst.

Die Blechplatten werden vom Blechhalter zwischen zwei Tellern gefaßt, die, um leichter mitgenommen zu werden, in Kugellagern laufen. Der untere wird auf die Blechstärke eingestellt, worauf der obere durch Handrad und Spindel niedergeschraubt wird. Eine besondere Einziehvorrichtung ist nicht nötig; das Blech wird von selbst eingezogen, sofern nur der Mittelpunkt der Blechtafel gegen die Mitte der Schermesser entsprechend der Blechdicke versetzt ist. Die Blechmitte muß demnach seitlich verschiebbar sein, was durch Drehen des Blechhalters auf dem Schlitten mittels Schraube und Mutter bewirkt wird.

Die Maschine wiegt rd. 23 t. (Zeitschrift für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge 5. Oktober 1912)

Neues Verfahren zum Biegen von Rohren. Das meist geübte Verfahren, den Rohren durch Füllen mit Kolophonium oder Sand die zum Biegen erforderliche Steifigkeit gegen Verbeulen und Einschnüren zu geben, hat stets, besonders aber bei dünnwandigen Rohren oder solchen aus weichem Metall, erhebliche Nachteile im Gefolge. Vor allem werden die Rohre unansehnlich und müssen nach dem Biegen gereinigt werden. Diese Nachteile werden zum großen Teil umgangen, wenn man die Rohre, nachdem sie — vorteilhaft in einem Gasgebläse nach Art der Ringfeuer für Lokomotivradreifen an Stelle des Koksfeuers — ausgeglüht und an jedem Ende mit einem Verschlußstück versehen sind, durch zwei an diesen sitzende Hähne mit Wasser füllt, dann mit der Handdruckpumpe unter einen Druck von rd. 20 at setzt und nun durch Herumführen um einen Holzklotz biegt. Hierauf wird das Wasser abgelassen und die Verschlußstücke mit der Lötlampe abgelötet. Mit dem Verfahren ist der weitere Vorteil einer Prüfung auf Druckfestigkeit und Dichtigkeit verbunden. Allerdings sind für jeden üblichen Durchmesser besondere Verschlußstücke erforderlich. (Zeitschrift für prakt. Maschinenbau 18. September 1912)

Schienenbrüche auf amerikanischen Eisenbahnen. Die lebhaften Klagen der amerikanischen Eisenbahnverwaltungen über die ungenügende Beschaffenheit der Schienen und die häufigen Schienenbrüche haben die New York Central-Eisenbahn veranlaßt, 229 Fälle, bei denen die Schienen vollständig durchgebrochen waren, und 240 Anbrüche eingehend untersuchen zu lassen. Dabei hat sich ergeben, daß 182 Brüche in schnell befahrenen Personenzuggleisen und nur 47 in Güterzuggleisen vorgekommen waren; demnach hat nicht die Schwere des Verkehrs, sondern die Geschwindigkeit den Bruch herbeigeführt. 49 zerbrochene Schienen hatten im rechten, 180 im linken Strang gelegen. Diese Verteilung der Brüche auf die beiden Schienenstränge eines Gleises ist schon früher beobachtet worden, ohne daß aber dafür eine Erklärung gegeben werden kann. 60 Schienen mit Brüchen stammten aus gekrümmten, 169 aus geraden Gleisen. 184 Schienenbrüche entfielen auf den neueren Oberbau mit Schienen von 50 kg/m Gewicht, 45 auf den älteren mit 40 kg/m Gewicht. Hieraus kann natürlich noch nicht auf eine geringere Widerstandsfähigkeit des neuen, verstärkten Oberbaues geschlossen werden, denn dieser ist in den Gleisen mit dem lebhaftesten Verkehr verlegt, während sich über den älteren Oberbau ein schwächerer Verkehr bewegt, und die Verkehrslast ist wahrscheinlich im neuen Oberbau größer, als dem Verhältnis der Schienengewichte entspricht. Von den 229 Schienenbrüchen wurden 17 auf Mängel an den Betriebsmitteln und 149 auf Walzfehler zurückgeführt[1]), während sich für die übrigen 63 kein Grund angeben ließ.

Von den 240 Anbrüchen entfielen 118 auf Personen- und 122 auf Güterzuggleise. Die 118 Brüche betrafen sämtlich Schienen von 50 kg/m Gewicht; 25 davon waren durch die Betriebsmittel beschädigt, 14 wurden wegen weitgehender Formänderung des Schienenkopfes ausgewechselt, bei vieren war der Steg verletzt, eine war am Stoß gebrochen, bei 29 lag der Bruch im Kopf und bei 45 im Fuß; bei den letzteren war meist ein halbmondförmiges Stück aus dem Fuß ausgebrochen. Von den Anbrüchen im Fuß lagen 34 auf den Schwellen. Bei den Anbrüchen in Gütergleisen, die Schienen von 40 kg/m Gewicht betrafen, kamen von 26 Brüchen im Schienenfuß 17 auf die Schwellen zu liegen. Es scheint also, als ob ein großer Teil dieser Schäden darauf zurückzuführen ist, daß die Auflagerung auf der Schwelle die Schiene zu stark beansprucht.

Von den 229 vollständigen Brüchen wurden 169 dadurch entdeckt, daß die selbsttätigen Blocksignale infolge der durch den Schienenbruch verursachten Stromunterbrechung versagten; 55 solcher Brüche wurden vom Streckenwärter, einer von einem Signalwärter, 3 von den Zugbeamten, einer von einem Fremden aufgefunden. Bei 28 Schienenbrüchen auf Strecken mit selbsttätigen Blockeinrichtungen blieb der Schienenstromkreis trotz des Bruches ohne Unterbrechung. Von den 240 Anbrüchen wurden 232 vom Streckenwärter, einer vom Signalwärter, 6 von andern Eisenbahnangestellten und einer von einem Fremden entdeckt. Daß die Streckenbeamten in so hohem Umfang beim Auffinden der Schienenbrüche beteiligt waren, ist ein günstiges Zeugnis für ihre Aufmerksamkeit; auch ist mit Genugtuung festgestellt worden, daß keiner der Schienenbrüche Anlaß zu einem Unfall gab. Wenn Schienenbrüche in so starkem Umfang auftreten wie jetzt in Amerika, hat die selbsttätige Blockeinrichtung außer ihrer eigentlichen Aufgabe zur Regelung und Sicherung des Zugverkehrs noch den sehr günstigen Nebenerfolg, daß der durch die Schienen fließende Strom zugleich eine Ueberwachung der Strecke in bezug auf das Vorkommen von Schienenbrüchen ermöglicht. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 9. November 1912)

Das Ueberland-Elektrizitätswerk Neumark. Die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft hat für den Elektrizitätsverband Neumark die Ausführung einer umfangreichen Leitungs- und Verteilanlage übernommen, bei der zum erstenmal in Preußen das Zweckverband-Gesetz angewendet wird. Die Anlage wird das Gebiet der dem Zweckverband angehörenden Kreise Ost- und Weststernberg, Friedeberg, Soldin, Lebus, Guben, Krossen a. O. und Landsberg a. W. mit Strom versorgen. Das Hochspannungsnetz erhält nach vollem Ausbau eine Gesamtlänge von rd. 1200 km und wird etwa 500 Ortschaften und Güter speisen. Der Strom wird zum Teil vom Märkischen Elektrizitätswerk geliefert, dessen Anlage in Heegermühle[1]) auf rd. 20000 PS Leistung ausgebaut worden ist. Von diesem Werke wird Drehstrom von 40000 V drei Haupt-Transformatorenwerken zugeführt, die in Leißow und Ziebingen im Kreise Weststernberg sowie in Blockwinkel, Kreis Landsberg a. W, errichtet werden. Die Spannung wird hier auf die allgemeine Verteilspannung von 15000 V herabgesetzt. Der 15000 V-Strom wird durch Freileitungen den einzelnen Verteilstellen zugeführt und hier auf die Verbrauchspannung von 380/220 V gebracht. (AEG-Zeitung Nov. 1912)

Wasserkraft-Elektrizitätswerk am Alamedafluß in Mexiko. Eine zur Ausnutzung der Wasserkräfte des Alameda und zur Uebertragung der gewonnenen elektrischen Energie nach der Stadt Mexiko gegründete Gesellschaft hat den Bau eines Werkes in Angriff genommen, dem zwei weitere folgen werden. Insgesamt sind hier 25000 PS nutzbar zu machen. Das erste Werk wird mit zwei 4000 pferdigen Escher-Wyß-Turbinen ausgerüstet, zu denen später noch eine dritte gleich große Maschine kommen wird. Das Turbinenhaus liegt mehr als 3 km von der Wasserfassung entfernt; als Zuführung dient eine von der A.-G. Ferrum gelieferte doppelte Rohrleitung. Die elektrische Ausrüstung mit Maschinen, Schalteinrichtungen usw. stammt von den Siemens-Schuckert-Werken. Die Stromerzeuger sind für 50 Per./sk und 6000 V Klemmenspannung gewickelt, die in Gruppen von wassergekühlten Einphasen-Oeltransformatoren auf 60000 V erhöht wird. Der Strom wird durch eine 71 km lange Freileitung, deren Hängeisolatoren von der Porzellanfabrik Hermsdorf bezogen sind, nach dem Transformatorenwerk La Piedad bei Mexiko übertragen, in dem die Spannung auf 3300 V herabgesetzt und von dem aus der Strom durch ein Kabelnetz weiter verteilt wird. In der Leitung sind drei Schaltstellen angeordnet, die mit Ueberspannungsschutz versehen sind. Von der dritten Schaltstelle führt eine 6,5 km lange Zweigleitung nach dem Nebenwerk Tizapan, wo eine Aushülfanlage eingerichtet wird. Diese Anlage erhält zwei Stromerzeuger, die je von einer 1500 pferdigen Dieselmaschine der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg angetrieben werden. Die Dieselmaschinen in Tizapan, deren Zahl später auf fünf vermehrt werden soll, sind die größten in ganz Amerika. In Zukunft erhält das Tizapan-Nebenwerk noch vier 2250 KVA-Transformatoren zur Verteilung des Stromes an benachbarte industrielle Anlagen. (Electrical World 2. November 1912)

Neues Elektrostahlwerk in England. Nach zweijährigen Versuchen hat sich die Stobie Steel Co. in Sheffield entschlossen, ein Elektrostahlwerk zu bauen. Das Werk soll am Tyne errichtet werden und wird die erste größere Anlage

---

[1]) Vergleiche hierzu die Ausführungen von Dr.-Ing. J. Puppe in Z. 1912 S. 1831 über amerikanischen Walzwerkbetrieb.

[1]) s. Z. 1911 S. 2121 u. 2164.

dieser Art in England sein, die sich ausschließlich mit der Herstellung von Werkzeug- und legiertem Stahl und ähnlichem Material befaßt. Als Ofen ist keiner der bekannten, sondern eine weniger bekannte Bauart Stobie gewählt worden. Zunächst werden ein 15 t-Drehstromofen, ein 5 t-Wechselstromofen für Sonderstähle und ein Ofen für rd. 150 kg Einsatz für legierte Stähle aufgestellt. Ein 2 t-Ofen der genannten Bauart ist vor kurzem für ein andres Stahlwerk in Sheffield gebaut worden und ein 15 t-Ofen für ein nordenglisches Werk bestimmt. (Stahl und Eisen 7. November 1912)

Die Brikettierung von Kohlen in den letzten 10 Jahren. Die Erzeugung von Kohlenbriketts hat in den letzten 10 Jahren erhebliche Fortschritte gemacht. Im Deutschen Reich allein ist sie von 1901, wo 9,25 Mill. t erzeugt wurden, bis 1911 auf mehr als das Doppelte, nämlich 21,8 Mill. t gestiegen. Der größte Teil davon besteht aus Braunkohlenbriketts, wovon 1911 rd. 16,8 Mill. t hergestellt worden sind, und zwar hauptsächlich in den beiden Oberbergamtsbezirken Halle (9,48 Mill. t) und Bonn (4,2 Mill. t). Für die Erzeugung von Steinkohlenbriketts ist der Oberbergamtsbezirk Dortmund das Hauptgebiet. Er lieferte von der Gesamtzahl von 5 Mill. t allein 4,2 Mill. t. Die genannten Zahlen beruhen auf Erhebungen der Bergbehörden. Da diese jedoch nur die mit Zechen verbundenen, aber nicht die selbständigen Brikettfabriken umfassen, so sind die Zahlen tatsächlich etwas zu niedrig. Der Unterschied betrug im Jahre 1910 allein 1,18 Mill. t für Steinkohlenbriketts. Im Dortmunder Bezirk beschäftigten sich im vorigen Jahr 52 Zechen mit der Brikettierung von Steinkohlen, gegenüber 33 im Jahre 1903. Auch in Frankreich und Belgien ist die Briketterzeugung im letzten Jahrzehnt nahezu auf das Doppelte gestiegen. Dagegen hat sie in England weniger zugenommen, ist in Oesterreich unbedeutend und steht auch in den Vereinigten Staaten immer noch auf niedriger Stufe. Ueber die neueren amerikanischen Versuche zur Verwertung der großen Lignitlager in Dakota, Montana und Texas haben wir auf S. 1257 berichtet. Die Welterzeugung von Briketts betrug im vorigen Jahr etwa 36 Mill. t, d. h. dreimal soviel als vor 10 Jahren. (Glückauf vom 9. Nov. 1912)

Eine neuartige **Gasmaschine für Kohlenstaubbetrieb** von 100 PS Leistung ist nach einigen Vorversuchen von Dr. A. M. Low in Betrieb gesetzt worden. Bei dieser Maschine ist vor die Einlaßkammer eine Art von Sauggasgenerator geschaltet, der aus einem Fülltrichter und einer Anzahl von Rohrretorten besteht. Die eingefüllte Kohle wird durch Förderschnecken in den Rohren allmählich vorgeschoben und, da die Rohre durch den Verbrennungsraum der Maschine hindurchgehen und durch den Auspuff geheizt werden, hierbei entgast. Die verbrauchte Kohle fällt in den Aschenraum, aus dem Luft und Wasserdampf über die Kohle hinweg in die Einlaßkammer angesaugt werden. Die Maschine soll etwa 0,23 kg/PS_e-st verbrauchen. Da sie nur mit verhältnismäßig geringer Verdichtung arbeitet, so schlägt sich der Teer nirgends nieder, sondern zieht mit dem Auspuff als gelblicher Rauch ab. (The Engineer 15. November 1912)

Große Kreiselpumpen für Abwässer- und Entwässerungsanlagen. Für Bremen wird eine Anlage gebaut, die das städtische Ab- und Regenwasser durch rd. 12 km lange schmiedeiserne Rohrleitungen unterhalb der Stadt in die Weser pumpen soll. Auf dem rechten Weserufer werden in zwei Werken 14 große Kreiselpumpen aufgestellt, die durch Elektromotoren oder Dieselmaschinen angetrieben werden und zusammen rd. 560 cbm/min auf veränderliche Förderhöhen von 8 bis 57 m drücken. Die Antriebmaschinen haben bei voller Belastung der Pumpwerke rd. 6000 PS zu leisten. Die Ausführung dieser Anlage ist der Armaturen- und Maschinenfabrik A.-G. vorm. J. A. Hilpert in Nürnberg übertragen worden, die vor kurzem auch eine mit großen Kreiselpumpen ausgerüstete Entwässerungsanlage in Ginsheim am Rhein für die großherzoglich hessische Kulturinspektion in Darmstadt fertiggestellt hat. Das hier erbaute Pumpwerk umfaßt vier Kreiselpumpen, die zusammen 540 cbm/min fördern. Diese Anlage dient dazu, das Hochwasser des Schwarzbaches bei gleichzeitigem Hochwasserstand des Rheines über die Dämme in den Rhein zu pumpen, wodurch große Gebiete vor Ueberschwemmungen bewahrt werden sollen. (Kraft und Betrieb 13. November 1912)

Elektrische Wasserenthärtung. In einer Anlage der El Paso- und Südwest-Eisenbahn benutzt man seit 1907 eine elektrolytische Einrichtung zum Weichmachen von Wasser. Drei je rd. 23 m lange, 1,5 m breite und 0,9 m hohe Holzkasten sind in 25 Kammern geteilt, die je 30 Anoden- und Kathodenplatten aus Eisen oder Aluminium enthalten. Diese Elektroden dienen zum Ausscheiden der Kalk- und Magnesiumsalze in unlöslicher Form, zum Herabsetzen des Chlor- und Schwefelgehaltes und zum Bilden von reinigenden Hydraten. Nachdem das Wasser in diesen Kasten behandelt worden ist, wird es noch gefiltert und durch Absetzenlassen geklärt. Der Betrieb konnte neun Monate lang mit den ersten Anoden befriedigend durchgeführt werden. Nach dieser Zeit mußten die Anoden erneuert werden, und auch die Kathoden waren angegriffen; der sich absetzende, während des Betriebes nicht entfernbare Hydroxyd-Schlamm verursachte einige Kurzschlüsse. Die Anlage verminderte die härtebildenden Bestandteile in folgendem Maße:

	Gehalt		ausgeschieden
	vorher g/cbm	nachher g/cbm	vH
SiO_2	8,3	2,5	70
$FeAlO_3$	5,0	2,5	50
CaO	98,0	16,2	83
MgO	26,3	6,0	77
Na_2O	17,0	13,3	22
SO_3	96,4	30,0	69
Cl	12,7	9,1	28
CO_2	57,2	6,6	88
zusammen	320,9	86,2	73

(Elektrotechnik und Maschinenbau 17. November 1912)

Oberflächenverbrennung ohne Flamme. Einer Mitteilung des Journals für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung[1]) entnehmen wir, daß die Erfindung von Rudolf Schnabel und Prof. Bone, über die wir S. 1873 berichtet haben, gemeinsam von einer deutschen Gesellschaft, der Thermotechnischen Gesellschaft m. b. H. in Berlin, und einer englischen, der Bonecourt Surface Combustion Ltd. in Leeds, ausgenutzt wird. Die Verwertung der Patente ist nach Ländern geteilt. Was die Erfindertätigkeit betrifft, so hatte man sich in England ursprünglich nur der Anwendung auf Dampfkesselfeuerungen, sonstige Heizungen und Röstzwecke gewidmet, während sich der deutsche Erfinder mit der Herstellung von Ofenkonstruktionen für hüttenmännische Zwecke befaßt hatte. Beide Gruppen haben dann ihre Erfahrungen ausgetauscht.

[1]) vom 9. November 1912.

Patentbericht.

Kl. 5. Nr. 244558. Membransteuerung für Gesteinbohrmaschinen und dergl. C. Stracke, Grube Holzappel bei Laurenburg a. d. Lahn und Rheinisch-Nassauische Bergwerks- und Hütten-A.-G., Stolberg, Rhld. Die bei *a* eintretende Druckluft wird durch den Kanal *b*, den Steuerraum *c* und den Kanal *d* zur rechten Seite des Kolbens *e* geführt, während die Warze *f* an der Unterseite der allseitig eingespannten Membran *g* einen Luftdurchtritt von *a* durch den Kanal *h* nach dem Kanal *i* und der linken Kolbenseite hindert. Der nach links gehende Kolben deckt die Oeffnung *j* und gibt kurz danach die Oeffnung *k* frei. Der Druck wird auf der linken Kolbenseite erhöht, auf der rechten vermindert, und *g* wird gehoben, so daß die Warze *l* den Kanal *d* schließt, während *f* den Kanal *i* freigibt.

Kl. 5. Nr. 243641. Gestein-Drehbohrmaschine. Siemens-Schuckert Werke G. m. b. H., Berlin. Die Vorschubspindel *a* kann mittels der Kurbel *b* oder von der parallel zu ihr angeordneten vom Motor *c* getriebenen Bohrspindel *d* aus mittels Getriebes *e* gedreht werden. Der Bohrer wird vorgeschoben, wenn die Mutter *f* durch den Handgriff *g* in Eingriff mit der Spindel gebracht ist.

Kl. 5. Nr. 243541. Spannsäule. W. Fitzner, Laurahütte, O.-S. Am oberen Ende der aus den beiden teleskopartig ausziehbaren Teilen *a*, *b* bestehenden Spannsäule ist der Querbalken *c* mit Zapfen *d* angebracht, auf die Stücke *e* schwenkbar aufgesetzt werden können. Die so gebildeten beweglichen Arme dienen besonders zum Aufhängen von Hammerbohrmaschinen.

Kl. 5. Nr. 245217. Schrämmaschine. W. Troitzsch, Bochum. Das Triebmittel wird durch den Kanal *a* und die Schieberdüse *b* in den Raum *c* geleitet, setzt den Scheibenfräser *d* in Umlauf und entweicht, nachdem der Schieber durch den Knaggen *e* bei Vollendung des Umlaufes zurückgedrängt ist, durch den Kanal *f*. Ein Hülfsfräser *g* stellt einen Einschnitt zur Aufnahme des Anschlußstückes *h* her.

Kl. 5. Nr. 243540. Durchfeuchten und Hereingewinnen des Kohlenstoßes. H. Altena, Oberhausen, Rhld. Dem Bohrloch *a* wird Druckwasser durch die Oeffnungen *b* des Rohres *c* zwischen der Liderung *d* und der durch Drehen des Handgriffes *e* mittels der Stange *f* spreizbaren Verankerung *g* zugeführt. Bei geringem Druck verhindern die in die Kohle gepreßten Widerhaken *h* ein Hinausdrücken der Vorrichtung, die dann nur zum Durchfeuchten dient. Bei Drucksteigerung wird eine größere Kohlenmenge mit dem Rohr zusammen hinausgeschleudert.

Kl. 5. Nr 244450 Gewichthebelbelastung für Tiefbohrmaschinen. Fr. Bade, Peine. Der Bohrrahmen *a* ist mit Zapfen *b* am Bohrgestell *c* gelagert. Der Gewichthebel *d* wirkt mittels Schnecke *e* und Schneckenrades *f* auf die durch eine Bohrung des einen Zapfens *b* nach innen gehende Welle *g*, von der aus der Druck durch Kette und Kettenrad auf die Hülse *h* der Bohrspindel unabhängig von der Lage des Rahmens übertragen wird.

Kl. 5. Nr. 243643. Druckluft-Gesteinbohrhammer. Frölich & Klüpfel, Barmen. Ueber der Auspufföffnung *a* des Zylinderraumes *b* liegt das glockenförmige Ventil *c*, das in zwei Stellungen gebracht werden kann. In der einen verbindet es den Auspuff durch eine Oeffnung *d* mit der ins Freie führenden Oeffnung *e*, in der andern mit dem Spülkanal *f*, so daß die Abluft das Bohrmehl ausbläst.

Kl. 7. Nr. 244694. Stanze. S. Bigazzi und V. Scopetani, Florenz (Italien). Bei der Bewegung des Oberstempels *a* wird der Greifer *b* über die Oeffnung *c* hinweg bewegt und stößt dabei die vom feststehenden Unterstempel *d* in *c* geschobenen ausgestanzten Scheiben seitlich aus.

Kl. 10. Nr. 245352. Heben und Senken der Koksofentüren. Heinrich Grono, Oberhausen (Rhld.). Rollen *a* an dem zum Heben der Tür *b* dienenden Zugglied *c* laufen an einer Führungsbahn *d* entlang, so daß *b* beim Anheben sofort vom Ofen *e* abgezogen, beim Senken sofort angedrückt wird. *d* wird durch die in einer Richtung nachgiebigen Endstücke *f* und *g* so ausgebildet, daß das Umfahren in der gewünschten Richtung gesichert wird.

Kl. 18. Nr. 244003. Schlackenpfanne. Stora Kopparbergs Bergslags Aktiebolag, Falun, Schwed. Die Schlacke wird in der Pfanne *a* mittels mehrerer Tragstücke *b* nach dem Abheben von ihrer Plattform festgehalten. Die Tragstücke *b* sind mittels der Glieder *c* und *d* mit einem Riegel *e* verbunden, der um Bolzen *f* drehbar ist und mittels Absatzes *g* auf der Seitenrippe *h* der Schlackenpfanne ruht. Durch Drehen des Riegels *e* werden die Tragstücke *a* nach abwärts und auswärts bewegt. wodurch der freigegebene Schlackenblock aus *a* herausfällt.

Kl. 19. Nr. 250559. Verhütung des Wanderns der Schienen. F. A. Neuman, Eschweiler (Rheinland). Der Bügel *a* umfaßt mit seinen umgebogenen Rändern den Schienenfuß und stützt sich gegen die Schwelle. In *a* ruht ein Bolzen *b*, der schräg oder quer zur Schienenlängsrichtung von der Seite eingebracht wird und einen Keil *c* beim Wandern der Schiene gegen diese anpreßt.

Kl. 27. Nr. 243635. Verhütung des Ansammelns von Spritzwasser in umlaufenden Luftpumpen. H. Keller, Zürich. Das Laufrad *a*, das Luft von *b* aus mittels des den Düsen *c* entströmenden Wassers ansaugt, trägt Schaufeln *d*, die das sich bei *e* ansammelnde Spritzwasser durch den sich kegelig verengenden Ringraum *f* in den Druckraum *g* fördern und so gleichzeitig ein Ansammeln von Spritzwasser verhüten und den Saugraum gegen den Druckraum abdichten sollen.

Kl. 27. Nr. 244604. Kreiselsauger aus Steinzeug. Deutsche Steinzeugwarenfabrik für Kanalisation und chemische Industrie und Dr. Fr. Müller, Friedrichsfeld (Baden). Die sauern Gase gelangen vom Stutzen *a* aus in die mit Gefälle nach der Achse zu angelegten Nebenkammern *b*, die zusammen mit Stauleisten *c* verhindern, daß Flüssigkeit in den Flügelraum *d* gelangt. Die in den Kammern abgeschiedene Flüssigkeit wird durch ein Siphonrohr *e* in das Druckrohr *f* gebracht und von hier durch den Abscheider *g* entfernt.

Kl. 31. Nr. 243292. Formmaschine insbesondere für Röhren. J. Böhmer, Aschaffenburg. Das liegend einzuformende Modell *a* wird von mehreren Sätteln *b* getragen, die auf einer Stange *c* befestigt sind. Auf *c* sitzen in Lagern *d* Rollen *e*, die auf Absätzen *f* einer treppenförmigen Schiene *g* laufen. Durch wagerechtes Verschieben von *g* wird *a* in den Sand des Formkastens *h* eingedrückt oder aus ihm herausgezogen.

Kl. 49. Nr. 244390. Schmiedehammer zum Schmieden regelmäßig vielkantiger Werkstücke. L. Emde Jr., Remscheid-Haddenbach. Die Werkstückhalter *a*, die bei jedem Schlage durch eine selbsttätige Schaltvorrichtung um den Vieleckwinkel des Werkstückes gedreht werden. sind um wagerechte Achsen *b* der Scheibe *c* drehbar, die auf dem Schlitten *d* mittels Handgriffes *e* von dem die Gesenke *f* tragenden Amboß *g* entfernt werden können, beim Loslassen selbsttätig an ihn herangeführt werden. Bei der Hin- und Herbewegung wird *c* um eine Teilung weitergedreht, wobei die Halter *a* auf der Bahn *h* in die wagerechte Arbeitslage aufsteigen. Sind sie in den Gesenken bearbeitet, so gleiten sie von der Bahn ab und werfen die Werkstücke aus.

Kl. 50. Nr. 247930 und 248325. Antrieb für hin und her oder schwingend bewegte Vorrichtungen, wie Siebe, Förderrinnen usw. C. Großmann, Palota Ujfalu bei Budapest. Die wagerechten Stöße des in senkrechter Ebene umlaufenden Gewichtes *g* werden für die Schüttelbewegung ausgenutzt, die senkrechten aber durch eine Feder *d* aufgenommen, Fig. 1. Zwischen einem nachgiebig gelagerten Gewicht *g* und dem Schüttelsiebe *b* ist ein Antrieb *k*, *s* angeordnet, wobei das Gewicht *g* auch an dem Siebe *b* selbst gelagert sein kann, Fig. 2.

Fig. 1.

Fig. 2.

Kl. 55. Nr. 250504. Feinmühle für Holzstoff. W. Denso, Simmersdorf bei Forst i. L. In einer der kegelförmigen Mahlflächen *a* oder *b* sind schnecken- oder schraubengangförmige Windfurchen *d* angeordnet, die in beiden Flächen entgegengesetzte Richtung haben.

Kl. 59. Nr. 244590. Hydraulischer Widder. J. Schlumpf, Steinhausen, Schweiz. Durch das Rohr *a*, das mit der den Widder speisenden Quelle verbunden ist, fließt dem Gefäß *b* Wasser zu, das durch den engen Spalt *c* wieder abfließt. Aendert sich der Zufluß, so steigt oder fällt der Wasserspiegel und damit der Schwimmer *d*, der einen Anschlag *e* so verstellt, daß sich das Stoßventil *f* um so mehr öffnen kann, je mehr Wasser zum Widder gelangt.

Kl. 59. Nr. 223131. Pumpe mit während des Betriebes regelbarer Fördermenge. Ed. Chr. Karch, Köln. Zwischen dem Flüssigkeitsraum *a* und dem Druckraum *c* befindet sich ein mittels der Gewindebüchse *d* einstellbarer Meßraum *b*, der mit jedem der beiden Räume *a* und *c* für sich verbunden werden kann und die bei jedem Kolbenhub zu fördernde Flüssigkeitsmenge bestimmt.

Kl. 77. Nr. 249760. Fahrgestell für Flugzeuge. R. Esnault-Pelterie, Billancourt (Frankreich). Ein dreieckiger Rahmen ist mit seitlichen Rädern und einer zwischen diesen liegenden, abgefedert gleitenden und an ihrem Unterende eine Landungskufe *d* tragende Mittelstütze *c* versehen. *d* ist am unteren Ende von *c* drehbar befestigt und mit ihrem hinteren Ende an einer auf einem Hauptträger *g* des Gestelles abgefedert verschiebbaren Hülse *e* gelenkig befestigt. Das Gestell hängt elastisch auf der Schraubenfeder *h*, die sich auf die Hülse *f* auflegt.

Kl. 77. Nr. 250675. Flugzeug. A. J. M. Le Rouge, Boulogne, und C. Cl. Chapuis, Paris. Ueber der Gondel sind zwei Längsschienen *g* starr befestigt, auf die sich die Tragflächen mittels Rollen stützen. Die Schienen *g* sind so gekrümmt, daß, wenn sich die Tragflächen auf ihnen unter dem Einfluß des Luftdruckes verschieben, jeder Stellung der Tragflächen in der Längsrichtung eine Neigung entspricht, die dafür sorgt, daß die Reaktion *r* so zu der Schwerpunktsenkrechten und der Zugkraft der Schraube liegt, daß das Gleichgewicht gewahrt bleibt.

Kl. 81. Nr. 249889. Förderrutsche mit Wälzkörpern. W. Reinhard, Crefeld. Zwei einander gegenüber liegende Ecken *e*, *c* sind mit verschiedenem Durchmesser so abgerundet, daß die sich auf *e* abwälzende Rundung *g* den kleineren Halbmesser und die sich auf *b* abwälzende Rundung *h* den größeren Halbmesser hat. Wird die Rutsche von der Antriebmaschine in der Richtung des Pfeiles I zurückgezogen, so wird sie um den Betrag *i* angehoben. Beim Hingang wälzen sich die Kurven von *c* auf *e* und *b* ab, bis die geraden Flächen *m* und *n* gegen die Laufschienen *e* und *b* stoßen.

Zuschriften an die Redaktion.

Entwicklung, Aufgaben und Fortschritte des praktischen Messens der hohl- und vollzylindrischen Maschinenteile.

Sehr geehrte Redaktion!

In dem Artikel des Hrn. Direktors Ruppert ist auf S. 1493 eine Bemerkung enthalten, welche geeignet ist, Mißverständnisse hervorzurufen. Es ist dort gesagt, der Unterschied eines bei 20° gemessenen Meterstabes gegenüber einem bei 0° geeichten betrage nur $^1/_{2000}$ mm, ein Betrag, der im Maschinenbau belanglos sei, jedoch in der Optik und Feinmechanik in Betracht komme. In Wirklichkeit beträgt jedoch der Unterschied zwischen zwei solchen Maßen nicht $^1/_{2000}$ mm, sondern 0,22 mm, wie leicht aus folgendem ersehen werden kann: Der thermische Ausdehnungskoeffizient für Stahl beträgt 0,000011. Bei 20° Temperaturdifferenz dehnt sich also ein Meterstab um $20 \cdot 0{,}000011 = 0{,}00022$ m $= 0{,}22$ mm. Die Rechnung zeigt, wie groß der Einfluß der Temperatur auf die Meßwerkzeuge ist; denn ein Unterschied von 0,22 mm auf 1 m Länge liegt natürlich weit jenseits der Grenze des im Maschinenbau Zulässigen. Seitens der Fabrikanten von Meßwerkzeugen wird denn auch diesem Einfluß der Temperatur auf die Meßwerkzeuge in weitestgehender Weise Rechnung getragen. Je nach dem Wunsche des Kunden werden die Meßwerkzeuge für eine Normaltemperatur von 0° oder 20° ausgeführt, wobei die Werkzeuge in einem sorgfältig auf gleichmäßiger Temperatur gehaltenen Raume fertiggestellt werden, und zwar, wenn beispielsweise die in der betreffenden Meßwerkzeug-Fabrik benutzten Grundmaße das nominelle Maß bei 20° aufweisen, entweder in der Größe des nominellen Maßes oder, wenn den bestellten Endmaßen eine Normaltemperatur von 0° zugrunde liegen soll, in einer um einen gewissen Betrag größeren Dimension. Eine Zahlentafel dient dazu, um für jede Länge die umgerechnete Länge für 0° sofort festzustellen. Ebenso wird im Bau von Meßmaschinen, welche auf direkter Messung mittels genau eingeteilten Maßstabes beruhen, großer Wert darauf gelegt, daß der Maßstab aus einem Material besteht, welches genau den gleichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten wie Stahl, aus dem ja die zu prüfenden Maße bestehen, besitzt. Diese Beispiele mögen genügen, um zu zeigen, daß in Kreisen der Meßwerkzeug-Fabrikanten dem Einfluß der Temperatur auf die Genauigkeit der Meßwerkzeuge die gebührende Beachtung zugewendet wird.

Charlottenburg, 31. Okt. 1912. Hochachtungsvoll

Dipl.-Ing. Erich Cohn.

Das Nachschlagen in meinem ersten handschriftlichen Entwurf zu meinem Aufsatz ergibt eine Notiz aus der Zeitschrift d. V. d. I. vom 1. März 1902: »Der Mittelwert der thermischen Ausdehnung von Stahl und Gußeisen ist 0,011 mm per Meter und Grad Celsius«. Hiernach ergibt sich für 20° C 0,22 mm, also genau der gleiche Betrag, den Hr. Cohn angibt. Wie und wann die abweichenden Zahlen in die späteren Reinschriften und dadurch zum Druck gelangt sind, läßt sich nach dem verflossenen langen Zeitraum von damals bis jetzt nicht mehr feststellen.

Jedenfalls ist durch die Erklärung von Johansson, daß seine bekanntlich vorzüglich ausgeführten Endmaße jetzt ebenfalls für 0° C Grundtemperatur angefertigt werden, die als wünschenswert bezeichnete Einheitlichkeit hergestellt.

Auch Hr. Dr. H. Stadthagen, Regierungsrat und Mitglied der Kaiserlichen Normal-Eichungskommission in Charlottenburg, hat in Z. 1911 S. 1525 auf die unbedingte Notwendigkeit einer einheitlichen Grundtemperatur hingewiesen und als ausschließlich in Frage kommend 0° C bezeichnet. Der unbeabsichtigte Irrtum in meinem Aufsatz hat auf diese Weise das Gute gezeitigt, daß den bisherigen willkürlichen Annahmen von Grundtemperaturen (+ 14, 16, 18, 20° C) noch ernstlicher als bisher ein Ende gemacht werden wird. Der Hauptwert der Toleranzlehren wird erst durch die allgemeine Einführung der Einheits-Grundtemperatur praktisch erreicht.

Das ist nunmehr für die beteiligten Kreise klargestellt.

Friedrich Ruppert.

Angelegenheiten des Vereines.

Soeben ist der vierte Band der

Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie, Jahrbuch des Vereines deutscher Ingenieure, herausgegeben von Conrad Matschoß

erschienen. Er umfaßt IV und 357 Seiten mit 348 Figuren und 7 Bildnissen. Das Werk, von dem jedem Bezirksverein ein Abdruck übersandt worden ist, kann von den Mitgliedern des Vereines zum Preise von 6 ℳ (zuzüglich Porto) unmittelbar von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstr. 23/24, bezogen werden. Für Nichtmitglieder ist der Preis des ungebundenen Abzuges auf 8 ℳ festgesetzt. (Der Preis des in Leinen gebundenen Jahrbuches beträgt für Mitglieder 7,50 ℳ, für Nichtmitglieder 10 ℳ.)

Der vierte Band enthält:

R. Wolf, der Begründer der Maschinenfabrik R. Wolf in Magdeburg-Buckau. Von Conrad Matschoß, Berlin.

Zur Geschichte der Königlichen Gewehrfabrik in Spandau unter besonderer Berücksichtigung des 18. Jahrhunderts. Von Militärbaumeister Dipl.-Ing. Wilhelm Hassenstein, Spandau.

Die ersten Versuche zur Einführung der Bobbinnetfabrikation im Königreich Sachsen. Von Professor Hugo Fischer, Dresden.

Benoit Fourneyron. Von Dr. Karl Keller, München, vormals Professor in Karlsruhe.

Aus der Werkstatt deutscher Kunstmeister im Anfang des 19. Jahrhunderts. (Nach alten Originalzeichnungen.) Von Conrad Matschoß, Berlin.

Die Geschichte der mittelamerikanischen Kanalunternehmungen. Von Dr. Richard Hennig, Berlin-Friedenau.

Das Materialprüfungswesen und die Erweiterung der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Elastizität und Festigkeit in Deutschland während der letzten vier Jahrzehnte. Von Professor R. Baumann, Stuttgart.

Paul v. Strobach. Selbstbiographie, herausgegeben und mit Anmerkungen versehen von Dr. techn. Hugo Fuchs, Prag.

Die Entwicklung der Zahnräder. Von O. Kammerer, Charlottenburg.

Beiträge zur Geschichte der Werkzeugmaschinen. Von Professor Dr.-Ing. Hermann Fischer, Hannover.

Die Förderung der Textilindustrie durch Friedrich den Großen. Von Conrad Matschoß, Berlin.

Der Einfluß des Baues der Semmeringbahn auf die Entwicklung der Gebirgslokomotive. Von Dr. techn. Rudolf Sanzin, Wien.

Nähere Angaben sowie eine Bestellkarte enthält eine Ankündigung, die den Mitgliedern des Vereines von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer zugegangen ist.

Der reiche Inhalt, der die verschiedenen Arbeitgebiete des Ingenieurs berührt, wird vielen unserer Mitglieder Interessantes bieten. Wir hoffen, daß auch dieses neue Unternehmen die Unterstützung unserer Mitglieder finden wird, die schon so vielfach haben erkennen lassen, daß sie den Wert ernsthafter geschichtlicher Arbeit auch für den Ingenieur hoch einschätzen.

Vom Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen ist ein Ratgeber für die Berufswahl:

Die Ausbildung für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie

(Maschinenbau, Schiffbau, Elektrotechnik),

herausgegeben.

Das technische Unterrichtswesen hat durch die rasche Entwicklung der Technik in den letzten Jahrzehnten vielfache und zum Teil einschneidende Aenderungen erfahren. Infolgedessen ist die Kenntnis der Ausbildungsmöglichkeiten selbst in den unmittelbar beteiligten Kreisen oft recht lückenhaft. So kommt es, daß für die jungen Leute, die sich dem technischen Beruf widmen wollen, und für deren Berater ein Bedürfnis nach einem Ratgeber und Führer auf diesem Gebiete besteht. Diesem Bedürfnisse will der Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen durch Herausgabe der vorliegenden kleinen Schrift entgegenkommen.

Der »Ratgeber für die Berufswahl in der mechanischen Industrie« beschäftigt sich in drei Abschnitten mit der Ausbildung im Gebiete des Maschinenbaues und der verwandten Fächer.

In dem ersten Abschnitte werden die Anforderungen an die Vorbildung dargelegt, welche von den verschiedenen Bildungsanstalten gestellt werden. Auch werden der Wert, die Notwendigkeit und die nötige Dauer der dem Studium vorausgehenden praktischen Vorbildung für die verschiedenen Schularten erörtert.

Der zweite Abschnitt bietet eine Zusammenstellung der deutschen Technischen Hochschulen und von höheren und niederen Maschinenbauschulen, sogenannten Technischen Mittelschulen, auf Grund der dem Deutschen Ausschuß zur Verfügung stehenden Unterlagen. Es sind die Aufnahmebedingungen, Beginn und Dauer des Unterrichtes, Schulgeld und Gebühren zusammengestellt und die Berechtigungen angeführt, die durch erfolgreichen Besuch solcher Schulen erworben werden.

Der dritte Abschnitt ist als »Merkblatt für die praktische Werkstattausbildung« bezeichnet. Sowohl für das Studium an den Technischen Hochschulen wie an den Technischen Mittelschulen ist eine voraufgehende praktische Ausbildungszeit unerläßlich, die dem jungen Mann nicht nur diejenigen praktischen Kenntnisse vermitteln soll, die zum Verständnis der technischen Vorträge erforderlich sind, sondern zugleich auch den Praktikanten in die Lebensanschauungen und die ganze Lebensart der Arbeiterschaft einzuführen bestimmt ist. Für den künftigen Studierenden der Technischen Hochschule ist eine einjährige Praktikantenzeit, für die Schüler der Technischen Mittelschulen eine zwei- bis vierjährige Lehrzeit durchweg vorgeschrieben. Dieser Abschnitt soll dem Praktikanten die Gesichtspunkte bekannt geben, die für die Forderung einer praktischen Vorbildung maßgebend sind und die zur möglichst nutzbringenden Verwertung der praktischen Arbeitzeit zu beachten sind. Es wird über Zweck, Dauer, Art und Einteilung der praktischen Arbeit Auskunft gegeben.

Der Ratgeber ist im Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin erschienen und für 35 ₰ im Buchhandel zu haben.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **126. Heft** erschienen; es enthält:

E. Preuß: Versuche über die Spannungsverminderung durch die Ausrundung scharfer Ecken.

Derselbe: Versuche über die Spannungsverteilung in Kranhaken.

Derselbe: Versuche über die Spannungsverteilung in gelochten Zugstäben.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 ₰ erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstraße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. – Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. – Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

// ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 49. **Sonnabend, den 7. Dezember 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 13 und 14)

Die Fräsmaschinen der Werkzeugmaschinenfabrik und Eisengießerei von Droop & Rein in Bielefeld.[1]

Von Dipl.-Ing. F. Nickel.

(hierzu Tafel 13 und 14)

Schon auf der Weltausstellung in Brüssel 1910 hatten die Fräsmaschinen der Werkzeugmaschinenfabrik von Droop & Rein die Anerkennung und Beachtung der Fachkreise gefunden, die auch in der Verleihung des ersten Preises zum Ausdruck kam. Inzwischen sind die Maschinen nach Betriebserfahrungen und in steter Fühlung mit der Praxis nach verschiedenen Richtungen durchgearbeitet und umgeändert worden, so daß es für die Fachwelt und die Werkzeugmaschinen verbrauchende Industrie, Fabrikanten und Betriebsbeamte lohnt, sie einmal im Zusammenhang in ihren Hauptformen etwas eingehender zu betrachten.

Der von der schweren Ständerbohrmaschine von Droop & Rein[2]) her bekannte Antrieb durch Winkelriemen, der den Vorteil großer Einfachheit, Billigkeit und Betriebsicherheit hat, ist auch bei den Senkrecht-Fräsmaschinen, an die die Bohrmaschine mit ihrem kräftigen, gedrungenen Aufbau stark erinnert, beibehalten worden. Fig. 1 zeigt die Maschine in der für unmittelbaren Hauptwellenantrieb bestimmten Ausführung, mit fester und loser Scheibe. Durch eine zwischengeschaltete Stufenscheibenübertragung und ein ausrückbares Vorgelege werden der Frässpindel 8 Umlaufgeschwindigkeiten erteilt. Der Handhebel *a*, der den Riemenausrücker bedient, befindet sich in der Reichnähe des Arbeiters. Fig. 2 stellt die Maschine mit Antrieb durch einen Gleichstrommotor dar. Wenn an Stelle des Stufenmotors, der bei der erwähnten Bohrmaschine eingebaut war[3]) und der, worauf immer wieder hingewiesen werden muß[4]), außerordentlich einfache Antriebverhältnisse herbeiführt, ein gewöhnlicher Gleichstrommotor mit unveränderlicher Umlaufzahl verwendet wird, so ist natürlich ein Räderkasten nicht zu umgehen. Aus Fig. 3 und 4 ist ersichtlich, wie sich dieser Räderkasten fast ohne Modelländerung der Ständerform anpaßt. Der Motor von 5 PS und 1300 Uml./min arbeitet über Welle I mit vierfacher Räderübersetzung, die durch Ziehkeil *b* bedient wird, auf Welle II und die breite Riemenscheibe *c* des Winkelriemenantriebes. Das der Verwendung des Ziehkeiles bei Hauptantriebräderkasten sonst mit Recht entgegengehaltene Bedenken einer unzulässigen Verschwächung der Welle durch die notwendigen Durchbrechungen ist hier beseitigt, denn die Verschwächung besteht außer der die Festigkeit nur wenig beeinträchtigenden mittleren Bohrung in vier radialen Bohrungen von je 14 mm Dmr. Darin sitzen Bolzen *d*, von denen immer einer durch den Ziehkeil herausgedrängt wird und dadurch den Spreizring *e* des zugehörigen Stirnrades auseinandertreibt, worauf das Rad die Scheibe *f* und damit Welle II mitnimmt. Der Ziehkeil wird in der üblichen Weise durch Rillenzahnstange *g* und Trieb *h* vom Handrad *i* unter Zwischenschalten einer Uebersetzung von 1:4 zur Erleichterung des Verschiebens verstellt.

Hier sei eingefügt, daß der an sich so einfache und vorteilhafte Winkelriemenantrieb nur eine begrenzte Leistung zu übertragen gestattet. Man wird aus praktischen Gründen wohl kaum über 140 bis 160 mm Riemenbreite gehen, was bei einer Beanspruchung von 1 kg, bezogen auf 1 mm der Riemenbreite, einen größten Riemenzug von 140 bis 160 kg oder bei einer bei Fräsmaschinen üblichen höchsten Riemengeschwindigkeit von 5 m/sk eine höchste übertragbare Leistung von etwa 10 PS ergibt. Bei den schwereren Modellen geht die Firma daher auch vom Winkelriemen zum zwangläufigen Antrieb über.

Die Rücksicht auf eine gute Lagerung der Spindel mit der langen Riementrommel gab Anlaß, von der üblichen Bauweise, bei der nur das Unterlager senkrecht verschieblich ist, abzugehen und beide Spindellager zu einem geschlossenen Spindelkasten zu vereinigen, der vermöge seiner langen Führung am Ständer den Fräsdruck in der Achsrichtung günstiger aufzunehmen und auf den Ständer zu übertragen gestattet, als die schmalere Lagerung des verschieblichen unteren Lagers. Bei dieser Maschine wird der Achsdruck von einer Gegendruckschraube am oberen Lager aufgenommen. Bei schwereren Maschinen dient hierzu ein Kugelspurlager am unteren Lager.

Daß der Spindelkasten mit der Hand längs einem Maßstab verschoben und außerdem selbsttätig geschaltet werden kann, braucht kaum erwähnt zu werden. Ein bemerkens-

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Metall- und Holzbearbeitung) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 70 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Z. 1911 S. 1689.

[3]) Z. 1911 S. 1689 Fig. 221.

[4]) »Werkstatts-Technik« 1912 S. 169.

Fig. 1.

Senkrecht-Fräsmaschine mit Riemenantrieb.

Fig. 2.

Senkrecht-Fräsmaschine mit elektrischem Antrieb.

wertes Verfahren wendet die Firma zum Ein- und Ausbringen der Fräser an. Die Spindel *a*, Fig. 5 und 6, trägt am unteren Ende zwei verschieden große Gewinde *b* und *c* mit je einer Achtkantmutter. Die obere Mutter legt sich gegen einen Ring *d* und drückt ihn beim Anziehen gegen den prismatischen Keil *e*, der infolgedessen das Werkzeug

Fig. 3 und 4.

Elektrischer Antrieb der Senkrecht-Fräsmaschine.

Maßstab 1 : 12,5.

Schnitt *A-B*.

in den Kegel hineinzieht. Zum Herausnehmen des Fräsers wird zunächst wieder die obere Mutter und, falls der Fräser zu fest sitzt und den Keil nicht freigibt, auch die untere Mutter gelöst. Sie legt sich dann gegen den Ansatz zwischen Fräserschaft und Kegel und lockert diesen. Dadurch ist dem leidigen Schlagen mit Hammer oder Schlüssel gegen Werkzeug und Spindel wirksam begegnet.

Die Maschine hat die übliche Senkrechtverstellung des Knietisches durch Teleskop-Spindel, selbsttätige Auslösung des Tischvorschubes in beiden Richtungen und ebenfalls selbsttätige Auslösung des wegnehmbaren Rundtisches.

Fig. 5 und 6.

Klemmfutter zum Befestigen und Lösen der Fräser.

Sehr praktisch ist die Einrichtung, daß der Rundtisch durch Ausschwenken der Schnecke für die Rundschaltung zum Ausrichten der Werkstücke schnell gedreht werden kann.

Alle Schaltungen des Schlittens und des Rundtisches werden von einem achtfachen Vorschubräderkasten mit Ziehkeil im oberen Teile des Ständers abgeleitet.

Die Hauptabmessungen der beiden so gebauten Maschinen sind:

Durchmesser der Frässpindel im Antriebrad	58	62	mm
Spindelbohrung (metrischer Kegel)	Nr. 4	5	
Durchmesser der Riementrommel	310	340	»
Entfernung von Spindelmitte bis Ständerprisma	390	450	»
senkrechte Verschiebung des Spindelkastens	130	150	»
größte Entfernung von Frässpindel bis Aufspanntisch	460	520	»
Größe des Aufspanntisches	900 × 320	1000 × 400	qmm
Gewicht	rd. 1800	2700	kg

Die **Langloch-Fräsmaschine**, Fig. 7, unterscheidet sich von der Senkrecht-Fräsmaschine im wesentlichen nur dadurch, daß entsprechend den sperrigen, unhandlichen Formen der meist auch schweren Werkstücke, Wellen, Spindeln usw. die Querbewegung dem Tisch entzogen und dem Fräser zugewiesen ist, der somit beide zum Herstellen von Langlöchern, vor allem Keilnuten, erforderlichen Bewegungen: Tiefbohren und Langfräsen, ausführt. Dabei wird die Arbeit sauberer, wenn man nicht zunächst den Fräser bis zur vollen Tiefe des Loches vordringen läßt und dann längsschaltet, sondern wenn man immer abwechselnd etwa 10 mm tief bohrt und dann längsschaltet.

Der Spindelstock entspricht genau dem der Senkrecht-Fräsmaschine, auch der Winkeltrieb ist wieder verwandt, Fig. 8 und 9; infolge der Längsbewegung tritt an die Stelle der ersten Riemenscheibe eine Riementrommel *a*, deren Welle I vom Deckenvorgelege aus durch vierfache Stufenscheibe angetrieben wird. Fig. 10 und 11 zeigen den Antrieb der Trommel durch Elektromotor und Räderkasten. Die Anordnung ist ohne weiteres verständlich und übersichtlich. Es genügt zu sagen, daß die auf Welle I sichtbaren Doppelräder *b* sitzenden kleinen vierfachen Vorschubstufenscheibe *d* wird der Vorschub über Stufenscheibe *e* durch nicht gezeichnete Zwischenräder auf die Schraubenspindel *f* übertragen, durch die der Frässchlitten wagerecht verschoben wird. Das letzte Zwischenrad läuft lose auf der Spindel und ist nur mit ihr

Fig. 7. Langloch-Fräsmaschine.

gekuppelt, solange das Werkzeug langfräst. Am Ende des Hubes wird diese Schaltung ausgerückt und gleichzeitig die durch Welle II übertragene Tiefschaltung eingerückt. Sobald die gewünschte Tiefe erreicht ist, wird auch diese Schaltung wieder ausgerückt und die Längsschaltung für die entgegengesetzte Bewegungsrichtung wieder eingerückt,

Fig. 8 und 9.
Langloch-Fräsmaschine für Nuten von 600/70 mm.
Maßstab 1 : 25.

und *c* durch die Handgriffe h_1 und h_2 verschoben und mit den Rädern der Welle II in Eingriff gebracht werden, so daß sich gleichfalls vier Geschwindigkeiten ergeben.

Die wagerechte und auch die Tiefschaltung werden für jedes Loch eingestellt, so daß die Maschine völlig selbständig bis zur Fertigstellung des Loches arbeitet. Die Einrichtung zum selbsttätigen Steuern der beiden Schaltungen ist in Fig. 8 und 9 angedeutet. Von der am Ende der Welle I bis die endgültige Tiefe des Loches erreicht ist. Die beiden Schaltungen sind gegeneinander verriegelt, so daß sie nicht gleichzeitig in Tätigkeit treten können. Während die Größe des Längsvorschubes durch die Wahl der Riemenstufe bedingt ist, kann der Tiefenvorschub für jeden Fräsgang durch einen Handgriff *g* in den Grenzen 0 bis 10 mm eingestellt werden.

Die Fräsmaschine kann natürlich auch zu andern Ar-

beiten, insbesondere zum Planfräsen verwendet werden. Besonderer Wert ist auf reichliche Bemessung der Führung des Frässchlittens auf dem Bett gelegt; das Verhältnis zwischen der Breite der Führung und der Länge des Frässchlittens beträgt 1 : 7,2.

einer großen Anzahl von Nuten für entsprechend viele Turbinenscheiben, die um ganz bestimmte Winkel gegeneinander versetzt sind. Man spannt die Welle deshalb in den rechts sichtbaren zweiteiligen Ring, s. Fig. 13, der mit einer Schneckenradverzahnung versehen ist, durch die vordere Kurbel gedreht und vermöge der Teilscheibe auf bestimmte Winkel eingestellt wird.

Fig. 10 und 11.

Antrieb der Trommel durch Elektromotor und Räderkasten.

Maßstab 1 : 15.

Die Hauptabmessungen dieser Maschine sind:

Durchmesser der Frässpindel im Antriebrad . . .	58 mm
Spindelbohrung (metrischer Kegel)	Nr. 4
Tiefschaltung der Spindel (größte Nutentiefe) . .	140 »
Querverschiebung des Frässchlittens	600 »
Ausladung der Frässpindel	300 »
Gewicht	rd. 3 t

In Fig. 12 und 13 sind zwei sehr beachtenswerte Sonderausführungen der Langloch-Fräsmaschine dargestellt, von denen die erste zum Einarbeiten der Keilnuten in die Kurbelzapfen von gekröpften Wellen, die andre zum Einfräsen der Nuten in schwere Turbinenwellen bestimmt ist. Bei der Maschine Fig. 12 ist auf die Frässpindel eine Verlängerung gesteckt, die durch einen besonders flach gehaltenen Ausleger sicher geführt wird, so daß es möglich ist, den Fräser selbst zwischen sehr eng sitzenden Kurbelwangen hindurch an den Kurbelzapfen zu bringen und die Nuten bis dicht an die Wangen heran zu fräsen. Die Wellen liegen dabei auf zwei Winkeltischen, die gemeinsam gehoben und gesenkt werden, also für gewöhnlich immer in gleicher Höhe stehen; doch kann auch, sofern es nötig ist, jeder Tisch durch den seitlich sichtbaren Vierkant für sich senkrecht verstellt werden.

Fig. 12.

Keilnuten-Fräsmaschine für gekröpfte Kurbelwellen.

Für das Einarbeiten von Nuten in Turbinenwellen wird die Maschine nicht verändert. Beim Bearbeiten dieser schweren Wellen, deren Gewicht durch besondere Rollenböcke aufgenommen wird, handelt es sich um das Einarbeiten

Im Anschluß an die Langloch-Fräsmaschinen sei kurz auf die bereits von der Brüsseler Ausstellung her bekannte Keilloch-Fräsmaschine eingegangen, die mit zwei und mit vier Spindeln ausgeführt wird, Fig. 14 und 15. Die Spindeln liegen in wagerechter Ebene, wodurch nicht nur der Aufbau der Maschine sehr viel kleiner und leichter wird, sondern auch die Zugänglichkeit erheblich gewinnt. Die Spindeln arbeiten einander entgegen, wobei ihnen nur die Tiefenschaltung überlassen ist, während das Längsschalten dem Aufspanntisch zufällt. Beide Schaltungen arbeiten selbsttätig, bis die beiden Spindeln noch etwa $^1/_2$ mm voneinander entfernt sind. Dann wird die eine von beiden selbsttätig zurückgezogen, während die andre das Loch fertigstellt, um dann auch zurückzugehen. Es ist natürlich von größter Wichtigkeit, die genau gleiche Höhenlage der beiden Spindeln zu sichern, damit kein Ansatz in der Mitte der Loches zu erkennen ist. Deshalb sind besonders lange Spindellagerungen vorhanden. Auch die gerade bei Werkzeugmaschinenspindeln, Kuppelmuffen usw. häufig vorkommenden Keillöcher mit nicht gleich laufenden Enden für Anzugkeile können auf der Maschine gefräst werden. Zu dem Zweck wird ein besonderer, schwenkbarer Tisch mitgeliefert, dessen Wirkungsweise aus Fig. 16 hervorgeht. Die Enden des Keilloches bilden Halbmesser eines Kreisbogens, und wenn der Tisch mit dem

Arbeitstück um den zugehörigen Mittelpunkt geschwenkt wird, arbeiten die Frässpindeln das Keilloch heraus.

Die Entfernung der nebeneinander angeordneten Spindeln ist entweder auf ein bestimmtes Maß festgelegt oder auch veränderlich.

Im Vordergrunde der vierspindeligen Fräsmaschine, Fig. 15, ist noch eine beachtenswerte Einrichtung erkennbar. Der Tisch wird bei dieser Maschinengattung der Einfachheit halber durch eine Schlitzkurbelscheibe

Fig. 13. Keilnuten-Fräsmaschine für Turbinenwellen.

Fig. 14. Keilloch-Fräsmaschine mit 2 Spindeln.

Fig. 15. Keilloch-Fräsmaschine mit 4 Spindeln.

mit Lenkstange hin und her bewegt. Zum Ausgleich der mit diesem Getriebe verbundenen ungleichmäßigen Geschwindigkeitsübertragung für den Vorschub, die in der Mitte des Hubes den Fräser überlasten und am Ende die Maschine nicht ausnutzen würde, schalten Droop & Rein eine elliptische Räderübersetzung, Fig. 17 bis 19, ein.

Fig. 16.

Schema für das Schwenken des Tisches der Keilloch-Fräsmaschine.

Die gleichmäßige Schaltbewegung, die die Vorschubstufenscheibe der Welle I erteilt, wird durch die Schnecke *a* auf das Rad *b* und damit auf das auf Welle II außerachsig aufgekeilte Zahnrad *c* übertragen. In *c* greift das elliptische Rad *d* ein, das die doppelte Zähnezahl von *c* haben muß. Die Herstellung dieses Rades ist nicht ganz leicht, besonders da zur Erzielung sauberer Arbeit der Vorschub an Fräsmaschinen sehr genau und spielfrei arbeiten muß. Es ist aber durch ein besonderes Verfahren gelungen, einen einwandfreien Eingriff herbeizuführen. Mit *d* ist die Hubscheibe so verschraubt, daß die Nut senkrecht zur großen Achse der Ellipse steht. Dann entspricht die gezeichnete Stellung dem Augenblick, wo die Vorschubgeschwindigkeit des Tisches der Umfangsgeschwindigkeit der Hubscheibe, oder richtiger der des gerade eingestellten Durchmessers, gleich ist und den größten überhaupt möglichen Wert erreicht hat.

Fig. 17 bis 19.

Schaltwerk mit berichtigter Kurbelbewegung.

Maßstab 1 : 10.

In diesem Augenblick ist aber die Uebersetzung der Zwischenräder am kleinsten, nämlich etwa 1 : 3. Sie steigert sich bis zu einem größten Wert von etwa 1 : 1, wenn sich das Ellipsenrad um 90° gedreht hat. Während dieses Weges nimmt die von der Hubscheibe auf den Tisch übertragene Geschwindigkeit ab, so daß also in der Tat bei geeigneter Wahl der Abmessungen des Zwischengetriebes ein weitgehender Ausgleich herbeigeführt wird.

Zum Schluß sei noch erwähnt, daß sich die Werkzeuge vom hinteren Ende der Spindel her einbringen lassen, weil bei eingespanntem Werkstück ohne Aenderung der Höhenlage von vorn an die Spindeln schlecht heranzukommen ist und ja gerade diese Aenderung der Höhenlage vermieden werden soll.

Die zweispindelige Maschine ist für eine größte Nutenlänge von 120 mm bei einer größten Entfernung zwischen den Spindelköpfen von 200 mm gebaut; ihr Gewicht beträgt rd. 1300 kg, das der vierspindeligen rd. 1500 kg.

hörigen Schubstangen können daher hintereinander nach derselben Lehre auf der Maschine gefräst werden, wobei zum Bearbeiten der flachen Seiten je 2, zum Bearbeiten der Schmalseiten je 4 bis 5 nebeneinander gespannt werden. Es leuchtet ein, daß sich die Herstellung dadurch wesentlich verbilligt.

Die Frässpindel ist in dem Schlitten a, Fig. 21 und 22, gelagert, der links am Hauptständer b und rechts mit seinem Ausleger an einem Gegenständer c geführt ist. Mit dem Schlitten a ist die Rolle d verbunden, die auf der am Tisch befestigten Lehre, s. auch Fig. 20, gleitet. Durch das Gewicht des Schlittens, das noch durch ein Zusatzgewicht e an dem langen Hebel f beträchtlich vermehrt ist, wird nun die Rolle auf die Lehre und der Fräser auf das Arbeitstück gedrückt. Man sollte meinen, daß das Gewicht des schweren Schlittens von 1,7 t hinreichen würde, um den nach oben gerichteten Zweig des Fräsdruckes auszugleichen, indessen

Fig. 20 bis 22.

Wagerechte Kopierfräsmaschine (s. auch Fig. 23 und Tafel 13).

a Arbeitstück *b* Lehre

Die schwere Wagerecht-Kopierfräsmaschine von Droop & Rein, Fig. 20 bis 22, hat schon auf der Brüsseler Ausstellung mit Recht die Beachtung der Lokomotivfabriken gefunden. Die Hauptaufgabe der Maschine besteht darin, Arbeitstücke von ziemlicher Länge, die in größerer Anzahl vorkommen und krummlinige Begrenzungen haben, zu mehreren zusammengespannt nach einer eingebauten auswechselbaren Lehre gleichzeitig zu bearbeiten. So wurden z. B. auf der Ausstellungsmaschine Lokomotivschubstangen gefräst, für deren Bearbeitung die Maschine auch besonders geeignet ist. Die Lokomotiven werden zumeist in größerer Anzahl, in Reihen von je 4 bis zu 40 Stück gebaut[1]). Die dazu ge-

hat die Erfahrung gelehrt, daß zur Sicherung eines sauberen Schnittes ein erheblicher Ueberdruck vorhanden sein muß, der auch bei gelegentlicher starker Zunahme des Fräswiderstandes infolge größerer Bearbeitungszugabe Schlitten und Fräser in ihrer Lage festhält. Man erkennt, daß der Konstrukteur der theoretischen Forderung, dieses Zusatzgewicht möglichst im Schwerpunkt des ganzen Systems und nahe dem Frasdruck angreifen zu lassen, Rechnung getragen hat. Durch den langen Ausleger wird ja auch schon der Schwerpunkt des ganzen Schlittens erheblich nach rechts gerückt, wodurch die Gegenkraft, der Fräsdruck, in nur geringem Abstand aufgenommen wird. Dadurch wird das klemmende

[1]) Nach einer Mitteilung des Hrn. Oberregierungsrates Mühlmann, Chemnitz, von seiner Amerikareise nehmen die Baldwin-Werke in Philadelphia nur noch Aufträge von mindestens 30 Lokomotiven an. vergl. Mitt. d. Chemnitzer Bezirksvereines Okt. 1912 S. 69.

Moment wesentlich vermindert, dem überdies durch eine reichlich bemessene Schlittenführung begegnet worden ist. Hierbei ist als Breite der Führungen zur Aufnahme der senkrechten Kräfte der Abstand zwischen den führenden Kanten *g* und *h*, Fig. 23, zu betrachten, während das linke Führungsprisma *i* vom Schlitten seitlich nicht berührt, sondern nur von hinten umfaßt wird, wodurch er auch die wagerechten Kräfte aufnehmen kann und gegen Abheben gesichert ist. Die zweite derartige Sicherung findet er auf der andern Seite durch die Führung am Gegenständer.

Fig. 23.

Schlittenführung der Kopierfräsmaschine.

Die Rolle *d* hat Kegelform, so daß durch Verschieben in der Achsrichtung der Schlitten und damit der Fräser gehoben oder gesenkt werden kann. Auf diese einfache Weise wird also der Fräser zugestellt und die Spanstärke eingestellt. Die Verschiebung der Rolle *d* wird vom Handrad h_9 aus über die Kegelräder *k* und das Schneckenrad *l* gesteuert. Es ist selbstverständlich, daß bei Herstellung der Fräslehre für ein bestimmtes Werkstück die Durchmesser der Rolle und des Fräsers berücksichtigt werden müssen, wenigstens soweit es sich um das Fräsen von Kurven handelt.

Die Maschine wird von einem Gleichstrommotor von 16 PS mit veränderlicher Umlaufzahl von 640 bis 1280 Uml./min angetrieben, der durch breite Riemen auf die Welle I arbeitet.

Zur weiteren Verfolgung des inneren Ausbaues vergleiche man die Figuren 24 bis 28, Taf. 13. Dort ist die Maschine für Antrieb von einem Deckenvorgelege aus gezeichnet; demzufolge ist die breite Riemenscheibe durch eine dreifache Stufenscheibe *a*, Fig. 26 oben rechts, ersetzt. Von der Stufenscheibe wird der Hauptantrieb über Welle I, Kegelräder r_1 und r_2 auf die Standwelle II und von ihr über ein Kegelräderpaar r_3/r_4 und ein Stirnräderpaar r_5/r_6, Fig. 21 und 22, auf Welle III, die Frässpindel, geleitet.

Alle übrigen Bewegungen, die Vorschübe und Eilbewegungen, werden von Welle I durch die unmittelbar hinter dem ersten Lager angeordneten Kegelräder z_1/z_2 auf die Welle IV, Fig. 26, abgeleitet, auf der auch die Riemenscheibe *b* zum Antrieb der Kühlwasserpumpe *c* sitzt. Die Bewegung wird dann durch das Wendegetriebe z_3/z_5, vom Handhebel h_1 gesteuert, auf Welle V weitergeleitet. Bei dem Wendegetriebe fällt die Form der Kuppelzähne an den Rädern auf, die die Köpfe eingesetzter Bolzen bilden. Das erscheint sehr praktisch, da die Zähne so zweifellos billiger herzustellen sind, als durch das kostspielige Herausfräsen aus dem vollen Stück, ganz abgesehen davon, daß man nun den Muff ohne Rücksicht auf den Fräserauslauf ausbilden kann. Von Welle V ist dann durch die Stirnradübersetzung z_6/z_7 die Eilbewegung und durch die Kegelräder z_8/z_9 die Vorschubbewegung für den Tisch abgeleitet, erstere auf Welle VI, letztere auf Welle VII, deren freies Ende als Blockrad z_{10} ausgebildet ist, das in Zahnrad z_{11} der Welle VIII eingreift. Zwischen den Wellen VII und VIII besteht außerdem noch die Räderübertragung z_{12}/z_{13}. Die Räder z_{11} und z_{13} laufen lose auf Welle VIII und werden mit ihr durch den Ziehkeil *d* gekuppelt. Dieser wird durch eine um die senkrechte Welle *f* greifende Hülse *e* vom Handhebel h_2, Fig. 24, aus gesteuert. Damit sind zwei Reihen von Vorschüben gegeben, denn die Welle VIII kann durch den Muff k_3, über dessen Bedienung durch Hebel h_3 später noch zu sprechen ist, mit fünf auf der losen Hülse *g* sitzenden Rädern z_{14} bis z_{18} gekuppelt werden. Sie stehen in Eingriff mit den darunter liegenden Stufenrädern z_{19} bis z_{23}, Fig. 27, die durch den Ziehkeil *h* mit Welle IX verbunden werden können. Der Ziehkeil ist am äußeren Ende als Rillenzahnstange ausgebildet, in die ein mit dem Handrad h_4, Fig. 24, durch Welle *f* verbundenes Ritzel *i* eingreift. Die beiden Handgriffe zum Einstellen des Vorschubes liegen also unmittelbar beisammen. Von Welle IX leitet die Schnecke *k* auf das Schneckenrad *l*, das ebenso wie das vorerwähnte Stirnrad z_7 auf Welle VI lose läuft, so daß also jetzt in der üblichen Weise durch Kupplung k_5 die Welle VI entweder mit dem Stirnrad z_7 oder dem Schneckenrad *l* verbunden werden kann, wodurch im ersten Falle die Eilbewegung, im andern der Vorschub des Tisches eingerückt wird. Die Kupplung k_5 wird durch Handhebel h_5 bedient. Die Bewegung der Welle VI aber wird durch die Stirnräder z_{24}/z_{25}, Fig. 25 und 28, auf Welle X und durch die Schnecke *m* auf die Tischzahnstange *n* übertragen. Der Achsdruck wird hierbei an der Schnecke beiderseits durch Kugelspurlager aufgenommen. Mittels des Handrades h_6 kann durch das neben z_{24} angeordnete Kegelräderpaar z_{26}/z_{27} der Tisch verstellt werden, was von beiden Seiten der Maschine aus geschehen kann. Vorher ist Hebel h_5 auf die Mitte zu stellen.

Die Bewegung des Tisches kann nun entweder willkürlich mit der Hand, oder selbsttätig durch Anschläge *o* ausgelöst werden, die an der rechts unter dem Tisch, Fig. 25, verlaufenden Leiste *p* leicht eingestellt werden können. Sie stoßen gegen Ende des Hubes an den Hebel *q*, der in einem bestimmten Augenblick den bis dahin festgehaltenen Hebel h_3 losläßt, welcher seinerseits, durch das Gegengewicht *r* heruntergezogen, die vorerwähnte Kupplung k_3 und damit den Vorschub ausrückt. Durch den mit Hebel *q* verbundenen Handgriff h_7 kann die gleiche Wirkung von Hand an jeder beliebigen Stelle herbeigeführt werden.

Der Spindelkasten braucht im allgemeinen nur in ziemlich kleinen Grenzen bewegt zu werden. Man hat daher von einer mechanischen Bewegung abgesehen und verschiebt ihn nur mit der Hand durch das große Handrad h_8, Fig. 25 und 26, das durch die Schnecke *s* über das Schneckenrad *t* auf die Spindel *u* wirkt.

In ihrem Aeußeren macht die Maschine einen kräftigen Eindruck; sie ruht mit der ganzen Länge ihres Bettes auf dem Boden auf und bietet daher volle Gewähr für erschütterungsfreien Gang.

Von den interessantesten Maschinen dieser Zusammenstellung, nämlich den schweren Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschinen, soll zuerst eine kleinere Bauart beschrieben werden. Die Maschine, Fig. 29 und 30, von 110 mm Spindeldurchmesser ist zum Bearbeiten schwerer Arbeitstücke an Ort und Stelle bestimmt und daher versetzbar. Mehr noch als bei einer ortfesten Maschine muß hier die Forderung gestellt werden, daß alle Hebel dicht beisammen und dem Arbeiter handgerecht liegen. Gerade nach dieser Richtung hin hat die Maschine gegenüber der vor zwei Jahren auf der Brüsseler Weltausstellung vorgeführten weitere Fortschritte gemacht.

Die Maschine, Fig. 31 bis 36, Taf. 14, und Fig. 37 bis 41, wird durch einen Stufenmotor von 6 PS angetrieben, dessen Höchstgeschwindigkeit von 1300 Uml./min auf $^1/_3$ vermindert werden kann. Für die Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschinen ist der Stufenmotor das geeignetste Antriebmittel, denn er allein gestattet, mit einer kleinen Räderzahl, also geringem Raumbedarf und Gewicht, die erforderliche große Auswahl der Spindelumlaufgeschwindigkeiten und Vorschübe unterzubringen. Bei der dargestellten Maschine wird die Stufenzahl des Motors durch die in dem Räderkasten unter ihm eingebauten Uebersetzungen verdreifacht, wodurch sich die Umlaufgeschwindigkeiten der Bohrspindel in drei Gruppen ergeben: 5,4 bis 16,2, 16,9 bis 50,6, 49 bis 147 Uml./min. Vom Motorritzel *a*, Fig. 29 und 31, wird die Bewegung durch Renoldkette, vom Gehäuse *b* (in Fig. 29) verdeckt, auf das Kettenrad *c* geleitet, das zusammen mit dem Stirnrade z_1, von dem später die gesamten Schnellverstellungen abgeleitet werden, auf der zu einer langen Büchse gestalteten Nabe des Ritzels r_1 sitzt, das lose auf Welle I läuft und durch r_2 die Welle II antreibt. Zugleich ist r_1 linksseitig mit Kuppelzähnen versehen, durch die es über Muff k_1 mit Welle I gekuppelt werden kann und dieser die erste schnellste Umlaufzahl erteilt. Die beiden andern Geschwindigkeiten erhält sie von Welle II über r_3/r_4 und r_5/r_6 durch die Kupplung k_2. Rad r_6 ist dabei auf der langen Nabe des Rades r_4 befestigt, beide lau-

fen lose auf Welle I und werden mit ihr durch Kupplung k_1 verbunden. Welle I enthält somit schon sämtliche Umlaufgeschwindigkeiten für die Bohrspindel und gibt sie durch die Kegelräder r_7/r_8 an die Standwelle III weiter, von der sie durch das Wendegetriebe r_9/r_{11}, die Kupplung k_3 und die Welle IV auf den Zahnkranztrieb r_{12} und den Zahnkranz r_{13}, Fig. 33, weitergeleitet werden. Der Zahnkranz sitzt auf der langen gußeisernen Hülse d, die die in ihr verschiebliche Bohrspindel e von 110 mm Dmr. dreht.

Zum Einstellen der Umlaufgeschwindigkeiten und der Drehrichtung sind also außer der Reglerwalze drei Hebel erforderlich, deren Anordnung aus Fig. 37 bis 40 hervorgeht. Die Hebel h_1 und h_2 sind zusammen mit zwei Handrädern seitlich und rückwärts vom Arbeiter angebracht, der

Neben der Drehbewegung der Bohrspindel handelt es sich zunächst darum, sie durch Verstellen des Ständers auf dem Bett und des Schlittens am Ständer in wagerechter und senkrechter Richtung einzustellen. Für beide Bewegungen sind Eilgänge und Handverstellung wie auch ein feiner Vorschub zum Planfräsen vorhanden. Die Eilbewegungen werden, wie schon erwähnt, sämtlich von dem auf der Nabe des Rades c sitzenden Zahnrade z_1 abgeleitet; z_1 greift in z_2, Fig. 32, das auf der langen, auf Welle V lose laufenden Büchse n sitzt, die wieder linksseitig Kuppelzähne hat. Die Vorschubbewegungen für Ständer und Schlitten werden dagegen von dem Stirnrade z_3 auf Welle I, Fig. 31 und 36 links unten, über z_4 auf das Stufenrädergetriebe z_5 bis z_{10} und damit auf die Ziehkeilwelle VI geleitet, die sie durch das

Fig. 29 und 30.

Versetzbare Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine von 110 mm Bohrspindeldurchmesser.

Maßstab 1 : 30.

auf einer kleinen mit dem Ständer verschraubten Brücke steht. Diese Ausführung wird gewöhnlich erst bei noch größeren Abständen angewendet, ist aber hier durchaus angebracht, weil sie das Stehen des Arbeiters auf einer über das Bett gelegten Holzplatte umgeht, dessen Nachteile sich bei einer versetzbaren Maschine noch unangenehmer bemerkbar machen würden als bei einer ortfesten. Zudem hat man den Spindelkasten nicht mit Hebeln überhäuft, und doch sind auch die nicht dort befindlichen, eben h_1 und h_2, handlich angeordnet und leicht zu erreichen. Ihre Bewegung wird durch zwei Zugstangen f und g zum Räderkasten geleitet, wo sie die Kupplungen k_1 und k_2 steuern. Der Hebel h_3 zum Bedienen des Wendegetriebes, Fig. 30 und 33, beeinflußt die Kupplung k_3 durch die Gabel h, Fig. 33, Welle i, Zahnbogen k, Schraubenrad l und Welle m.

verschiebbare Doppelrad z_{11}-z_{13} auf die beiden Räder z_{12} oder z_{14}, je nach der Stellung, und von deren Welle VII über z_{15}/z_{16} weitergibt. Rad z_{16} läuft auf Welle V lose und trägt rechts Kuppelzähne, so daß die zwischen ihm und der vorerwähnten Büchse n verschiebbare Kupplung k_6 die Welle V entweder mit der durch n zugeleiteten Eilbewegung oder mit den sechs durch z_{16} eingeleiteten Vorschüben verbinden kann. Von V geht die Bewegung weiter durch das Wendegetriebe z_{17}/z_{19}, Fig. 32, Kupplung k_7 und z_{20}/z_{21} auf Welle VIII. Die durch Welle VIII zugeleiteten Eil- oder Vorschubbewegungen können nun durch Kupplung k_8 entweder über die Räder $z_{22}/z_{23}/z_{24}$ auf die Mutter o übertragen werden, die dann den Ständer auf dem Bett verschiebt, oder aber sie können durch Einrücken der Kupplung k_4 nach links über das Kegelräderpaar z_{25}/z_{26} auf die senkrechte

–

c_6
d
$_6$,
n
ıf
$_7$,
it
.d
r-
el
·n
›n
ie

e
n

.n-
ɜm
im
nd
ın.
ıer
h_9
nit
k_8
ıd-
$_{10}$,
ɜm
nd
m-
ıer
les
, u
las
:en
die

fer
ve
ge
die
de
die
kr
sit
ve

Dr
er
ge
rä

ar
st
gr
ar
üb
si
m
m
de
ha
w
ka
D
ur
Fi

ung k_6
r und
·bel h_6,
ihrem
c' auf
ebel h_7,
mt, mit
ahnrad
außer-
Hebel
chlitten
estigten
. Die

lassen.

g
f

rschübe
chlitten

aus.

on Stän-
bequem
er beim
en und
n kann.
infacher
tsche h_9
d damit
lung k_8
e Hand-
lrad h_{10},
u einem
während
ß. Um-
anischer
icht des
ewicht u
die das
, halten
dem die

—

fer
ve
ge
die
de
die
kr
sit
ve

Dr
er
ge
rä

ar
st
gr
ar
üb
si
m
m
dc
ha
w
ka
D
ur
Fi

Spindel q übertragen werden, die den Schlitten auf und ab bewegt. Während also die Kupplung k_6 zwischen Eilbewegung und Vorschub entscheidet und k_7 den Drehsinn bestimmt, wählt k_8 zwischen Ständer- oder Schlittenbewegung. Die Vorschübe liegen zwischen 0,365 und 4,2 für eine Umdrehung der Bohrspindel.

Zum Bedienen dieser Bewegungsgruppe sind verschiedene Handgriffe erforderlich. Wie man sieht, wird der Ziehkeil in Welle VI durch den kuppelmuffartigen Ring k_4 und das Doppelrad z_{11}-z_{13} an der Ringnut k_5 verschoben. Beide Teile dienen zum Einstellen der sechs Vorschübe, und auch sie werden von der schon erwähnten Arbeitsbrücke aus gesteuert, Fig. 38, 39 und 41. Die Handräder h_4 und h_5 k_6, k_7 und k_8 sind leicht zu erreichen. Die Kupplung k_6 für Schnellverstellung oder Vorschub von Ständer und Schlitten wird durch den am Schlitten gelagerten Hebel h_6, Fig. 39, betätigt, der über die Nutenwelle a', den an ihrem unteren Ende befestigten Hebel b' und die Zugstange c' auf den zweiarmigen Hebel d' wirkt. Ebenso arbeitet Hebel h_7, der den Drehsinn der Eil- und Vorschubgänge bestimmt, mit dem Schlitten verschieblich über die Nutenwelle e', Zahnrad f', Zahnstange g' auf Zahnbogen h', Welle i' und den außerachsigen Zapfen k', der die Kupplung k_7 beeinflußt. Hebel h_8 (Ständer oder Schlitten) endlich, gleichfalls am Schlitten gelagert, wirkt über die Nutenwelle l', den unten befestigten Hebel m', Zugstange n' und den Doppelhebel o' auf k_8. Die

Fig. 37 bis 41. Einzelheiten der versetzbaren Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine.

Maßstab 1 : 25.

Fig. 37. Anordnung der Handgriffe für die Spindelumläufe.

Fig. 38. Seitenansicht, Hebel h_1 und h_2 weggelassen.

Fig. 39. Anordnung der Hebel für die Ständer- und Schlittenbewegung.

Fig. 40. Seitenansicht, Hebel für Einstellung der Spindelgeschwindigkeiten.

Fig. 41. Einstellung der Vorschübe für Ständer und Schlitten (Fig. 37). Ansicht von G aus.

Hebel zum Einstellen aller Bewegungen von Ständer und Schlitten sind also besonders bequem am Schlitten angeordnet, damit der Arbeiter beim Verfahren das Arbeitstück gut beobachten und dabei doch die Hebel in der Hand behalten kann.

wirken über Blockräder auf zwei Zahnstangen u und v, die unter der Maschine bis zum hinteren Ende des Räderkastens verlaufen und hier in Zahnbögen der Hebel w und x eingreifen. Die Hebel wirken auf die Stangen y und z, wovon die erste mit dem Kuppelmuff k_4, die andre mit dem Doppelrade k_5 verbunden ist. Mittels dieser nur scheinbar umständlichen Getriebekette wird also der Ziehkeil k_4 durch das Handrad h_4, das Doppelrad k_5 durch das Handrad h_5 verstellt. Es verdient hervorgehoben zu werden, daß der Arbeiter demnach mit den beiden hinter ihm befindlichen Hebeln h_1 und h_2 die Umlaufzahl der Spindel, mit den beiden ebendort befindlichen Handrädern h_4 und h_5 ihren Vorschub zum Planfräsen einstellen kann, ohne sich von der Stelle zu bewegen. Aber auch die andern Kupplungen

Die Handverstellungen sind in sehr einfacher Weise angegliedert. Der Ständer wird durch die Ratsche h_9 verstellt, die unmittelbar auf das Zwischenrad z_{23} und damit auf das Mutterrad z_{24} wirkt. Dabei muß die Kupplung k_8 in der Mitte stehen, damit das Rad z_{22} frei ist. Die Handverstellung des Schlittens am Ständer geht von Handrad h_{10}, Fig. 32, aus, das durch die Schnecke r auf die zu einem Schneckenrad ausgebildete Spindelmutter s einwirkt, während die Spindel feststeht, wozu k_8 eingerückt sein muß. Umgekehrt hält die Schnecke r die Mutter bei mechanischer Verstellung fest. Uebrigens ist, wie üblich, das Gewicht des Schlittens soweit wie möglich durch das Gegengewicht u ausgeglichen. Die Lagerböcke der Rolle, über die das 12 mm starke Drahtseil des Gegengewichtes läuft, halten zugleich den kräftigen schmiedeisernen Bügel, an dem die

Maschine vom Kran gefaßt wird, wenn sie verfahren werden soll.

Die Bohrspindel besteht aus Tiegelgußstahl. Auf eine sichere Führung ist besonderer Wert gelegt. Die Hülse d selbst ist 850 mm lang und zweimal breit gelagert. Sie trägt zudem vorn noch eine kegelige Lagerschale, die nachgezogen werden kann, so daß jedes etwa durch Abnutzung eintretende Spiel zu beseitigen ist. Das hintere Ende der Bohrspindel ist in einem Vorschubschlitten gehalten.

Die Verstellungen der Spindel in der Achsrichtung werden von der auf der Zahnkranztriebwelle IV sitzenden Schnecke p', Fig. 32 und 33, abgeleitet und über das auf der Ziehkeilwelle r' befestigte Schneckenrad q' auf das dreistufige Vorschubgetriebe z_{31} bis z_{36}, Welle X und weiter in das Wendegetriebe z_{37}/z_{39}, Kupplung k_{12} geleitet. Hierbei wird der Ziehkeil s' in der Welle r', Fig. 33, von dem Hebel h_{11} bedient, der auf dem ringförmigen Ende einer Warze gelagert ist, die den kleinen Bolzen mit dem Handgriff h_{12} zum Verstellen der Kupplung k_{12} des Wendegetriebes für den Vorschub aufnimmt. Die Hebel zum Bedienen des Bohrvorschubes sind also ebenfalls unmittelbar beisammen äußerst handlich und übersichtlich angeordnet. Die Bohrvorschübe liegen zwischen 0,15 und 1,96 mm für eine Umdrehung der Spindel.

Das die Bewegung übernehmende Kegelrad z_{39} des Wendegetriebes ist als lange Büchse und rechtsseitig als Ritzel z_{40} ausgebildet und läuft lose auf der langen Welle XI, mit der es entweder über das Vorgelege z_{40}/z_{41}, z_{42}/z_{43}, wie gezeichnet, oder aber durch seitliches Verschieben des Zahnrades z_{43} unmittelbar verbunden werden kann. Damit sind 6 Vorschübe verfügbar. Das Verschieben des Zahnrades z_{43}, d. h. das Ein- oder Ausrücken des Vorgeleges, wird ohne weiteres dadurch mit der Hand vorgenommen, daß man die Nabe des Rades nach rechts verlängert, sorgfältig abdreht und mit einem Rande h_{13} versieht, an dem sie gefahrlos angefaßt werden kann. Ein Stellring begrenzt die Bewegung des Rades nach rechts.

Von der langen Welle XI geht dann die Bewegung über die Schnecke t' auf Schneckenrad u', Fig. 31, das auf der kurzen, am Ende als Zahnstangentrieb z_{44} ausgebildeten Welle XII lose läuft und mit ihr durch den gleichzeitig als Handkreuz h_{14} wirksamen Kuppelmuff k_{14} verbunden werden kann. z_{44} greift in die am Ausleger befestigte Zahnstange v' und verschiebt damit den Vorschubschlitten w' und mit ihm die Bohrstange. Im Hinblick auf eine unbedingt starre Führung der Bohrstange ist der Ausleger besonders kräftig ausgebildet und mit dem Bohrschlitten in einem Stück gegossen, so daß jedes Abfedern selbst in der äußersten Stellung verhindert ist.

Die Längsverschiebung der Spindel in einem Zuge beträgt 900 mm; doch kann die Bewegung durch Nachfassen noch vergrößert werden. Zu dem Zweck wird das die Bohrspindel mit dem Schlitten w' verbindende Lager x', das mit ihr durch einen Bolzen y' verkuppelt ist, gelöst, mit dem Schlitten zurückgefahren und wieder mit der Bohrstange verbunden. Das Handkreuz h_{14} dient zur groben Handverstellung der Spindel nach Ausrücken der Kupplung k_{14}, während die Feineinstellung der Spindel ohne weitere Zwischenglieder dadurch erreicht ist, daß man das Kegelrad z_{35} des Vorschubwendegetriebes mit dem Handrade h_{15} verbunden hat.

Außer den bereits genannten Zahlen seien noch folgende Abmessungen der Maschine angeführt:

größte Entfernung zwischen Spindel und Bettunterkante	2150 mm
Senkrechtverstellung der Spindel	1350 »
Längsverschiebung des Ständers	1750 »
Gewicht	8800 kg.

Als letzte und größte Maschine ist in Fig. 42 bis 44 eine **Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine** von 175 mm Bohrspindeldurchmesser dargestellt, eine der schwersten ihrer Art. Die gewaltigen Abmessungen dieser Maschine, die von einem Elektromotor von 18 PS mit veränderlicher Umlaufzahl angetrieben wird, kommen am besten in den großen Verschiebungsmöglichkeiten für Ständer, Schlitten und Bohrstange zum Ausdruck. Die Längsverschiebung der Bohrspindel beträgt 1800 mm, die Senkrechtverstellung des Schlittens am Ständer 2500 mm bei einer höchsten Stellung der Spindel über der Aufspannplatte von 3400 mm, die Längsverschiebung des Ständers auf dem Bett 4000 mm. Bei diesen Abmessungen wiegt die Maschine rd. 36 t.

Fig. 42 bis 44.
Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine von 175 mm Bohrspindeldurchmesser.

Fig. 42.

Die Umlaufgeschwindigkeit der Bohrspindel ist teils infolge der Anwendung des Stufenmotors, teils durch einen durch die Wellen I bis III angedeuteten Räderkasten in fünf Stufen in folgenden Grenzen veränderlich:

1,76	bis	3,6	Uml./min
3,7	»	7,6	»
7,8	»	16,0	»
16,5	»	33,6	»
34,7	»	71,0	»

Die bei der mächtigen Maschine noch in höherem Maße als bei der vorigen erforderliche Zusammenlegung aller Steuerhebel in Reichnähe des bedienenden Arbeiters, der auf einer mit dem Spindelkasten verfahrbaren Brücke steht, ist auch hier vollkommen durchgeführt worden. Da die Hebelanordnung im wesentlichen mit der der vorbeschriebenen Maschine übereinstimmt, so wird es genügen, auf die Zusammenstellung bei Fig. 43 zu verweisen. Immerhin weicht die Maschine in einigen wesentlichen Punkten von jener ab. Sie gestattet wie jene ein Planfräsen in senkrechter und wagerechter Richtung. Während aber das hierzu dienende Vorschubgetriebe bei der vorigen Maschine für Ständer und Schlitten gemeinsam war, also immer nur in einer Richtung gebraucht werden konnte, sind hier Ständer und Schlitten mit je einem Vorschubgetriebe ausgestattet, die völlig unabhängig voneinander sind. Man ist daher in der Lage, durch gleichzeitiges Einrücken beider Vorschübe geneigte Flächen und bei Veränderung der Vorschübe auch Kurven zu fräsen. Solcher Vorschübe haben Ständer und Schlitten je sechs, während acht Bohrvorschübe vorhanden sind. Um bei den Planfräsarbeiten, bei denen man vielfach

Fig. 43 und 44.
Maßstab 1 : 50.

Uebersicht über die Bedienungshandgriffe.

h_1 Wendegetriebe für die Spindelumlaufrichtung
h_2 Wendegetriebe für den Ständervorschub (vor- oder rückwärts), den Ständerschnellgang und das Heben und Senken des Schlittens (also für alle Bewegungen von Ständer und Schlitten)
h_3 Schnellgang für Ständer und Schlitten oder Ständervorschub
h_4 Wahl zwischen Ständer und Schlitten
h_5 Handverstellung für den Ständer
h_6 Wechsel des Ständervorschubes
h_7 Handverstellung für den Schlitten
h_8 Wendegetriebe für Schlitten- und Spindelvorschub
h_9 Wahl zwischen Schlitten und Spindel
h_{10} Wechsel des Schlittenvorschubes
h_{11} feiner Vorschub für Schlitten und Spindel
h_{12} Handschnellverstellung der Spindel
h_{13} Handfeinverstellung der Spindel
h_{14} Schnittanstellung für die Planscheibe

die Planscheibe zum Befestigen der Werkzeuge, Messerköpfe usw. benutzt, das Heranbringen der Planscheibe und das Einstellen des Werkzeuges an die schweren Arbeitstücke zu erleichtern, hat man auch der Hülse eine geringe Beweglichkeit in der Achsrichtung gegeben, die die andre Maschine gleichfalls nicht aufweist, und die durch den Vierkant h_{14} eingestellt wird.

Zusammenfassung.

Senkrecht- und Langloch-Fräsmaschinen mit Winkelriemenübertragung; Sondermaschinen zum Fräsen der Keilnuten in gekröpften Kurbelwellen und in Turbinenwellen; zwei- und vierspindelige Keilloch-Fräsmaschinen mit Spindeln in wagerechter Ebene und schwenkbarem Tisch für Keillöcher mit Anzug. Wagerecht-Kopierfräsmaschine; versetzbare Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine von 110 mm Dmr. der Bohrspindel und ortfeste Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine von 175 mm Dmr. der Spindel. Alle Maschinen mit Ausnahme der kleinen Keilloch-Fräsmaschinen sind für elektrischen Einzelantrieb, meist durch Stufenmotor eingerichtet; doch können die ersten Maschinen auch durch Riemen getrieben werden.

Vergleichende Untersuchungen an Wasserstrahl-Luftpumpen.[1]

Von Professor **Grunewald** in Aachen.

Im Kondensationsbau, in der chemischen Industrie, in Zuckerfabriken und in verschiedenen andern Betrieben ist in neuerer Zeit die mit höchstens 200 Uml./min laufende Kolbenschieber Luftpumpe durch die rasch umlaufende Wasserstrahl-Luftpumpe oder durch die trockne umlaufende Luftpumpe ersetzt worden. Ueber diese Entwicklung habe ich schon bei Besprechuug der Abdampf-Turbinenkondensationen in Z. 1911 S. 210 u. f. einiges berichtet.

Geringer Platzbedarf, hohe Umlaufzahl, unmittelbare Kupplung mit Elektromotoren und Dampfturbinen, Wegfall aller Zwischenglieder, ölfreies und entlüftetes Kondensat, die Möglichkeit, bei getrennter Luft- und Kondensatabsaugung die Temperatur des Kondensates höher als die der Luft zu halten, besonders die große Betriebsicherheit, die geringe Wartung und Schmierung und die Erzeugung einer hohen Luftleere haben der umlaufenden Wasserstrahl-Luftpumpe schnelle Verbreitung gesichert, zumal seitdem die andern Hülfsmaschinen der Kondensation und auch die Kesselspeisepumpen mit Vorteil als umlaufende Maschinen gebaut werden und so der Betrieb sämtlicher Hülfsmaschinen einheitlich gestaltet werden kann.

An dieser schnellen Verbreitung hat auch der Umstand

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Pumpen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

nichts ändern können, daß der Arbeitsbedarf der umlaufenden Kühlwasser-, Kondensat- und Luftpumpen größer als der entsprechender Kolbenpumpen ist. Wenn auch die Verluste, die die Räder- und Riemenübersetzung der elektrisch angetriebenen Kolbenpumpen bedingen, mit in Rechnung gezogen werden, so ist der Kilowattverbrauch der Kolbenpumpen doch günstiger als derjenige der Umlaufpumpen. Trotzdem haben die genannten betriebstechnischen Vorteile, ferner die geringen Kosten für Pumpe und ihre Fundamente, die hohe Luftleere, die die Wasserstrahlpumpen geben, und schließlich der Umstand, daß der Arbeitsbedarf der Luftpumpen, bezogen auf die Gesamtleistung des Dampfturbinenwerkes, nicht sehr groß ist, die Frage, ob Kolbenpumpe oder umlaufende Pumpe genommen werden soll, zugunsten der letzteren entschieden.

Bei dem von mir in Z. 1911 S. 214 angegebenen Abnahmeversuch des städtischen Elektrizitätswerkes Worms betrug der Arbeitsbedarf der Wasserstrahl-Luftpumpe 0,7 vH der Turbinenleistung und der Arbeitsbedarf der Luftpumpe, Kühlwasserpumpe und Kondensatpumpe 2,4 vH der Turbinenleistung; also betrug der Arbeitsbedarf der Luftpumpe etwa 30 vH des Arbeitsbedarfes der Kondensations-Hülfsmaschinen.

Ohne fortlaufende Versuche auf einem Prüfstande können brauchbare Wasserstrahl-Luftpumpen kaum gebaut werden. Der Eintritt der Luft in die Wasserstrahlen, zwischen Wasserkolben oder zwischen Wasserbänder ist sehr verwickelt, und manche Theorie, die recht aussichtsvoll schien, mußte auf Grund der Versuche wieder verlassen werden.

Für die Konstruktion ist erstes Erfordernis, das Schleuderwasser mit möglichst geringen Verlusten durch die Pumpe zu bringen, da die Wasserförderarbeit die Luftförderarbeit bei weitem überwiegt. Die größten Verluste treten an der Stelle auf, wo die Luft sich mit dem in irgend einer Weise zerlegten Schleuderwasser mischt, also auf dem Wege vom Schleuderrade bis zu den für die Verdichtung im ruhenden Rade vorgesehenen Kanälen bis zum Diffusor.

Die nachstehenden Vergleichsversuche sind lediglich für reine Luftförderung durchgeführt. Beim Kondensationsbetrieb strömt jedoch mehr oder weniger fein verteilter Dampf in die Luftpumpe. Dieser wird in dem Betriebswasser der Wasserstrahlpumpen sofort niedergeschlagen, während er den Wirkungsgrad der trocknen Luftpumpen herabsetzt. Zahlen lassen sich schwer geben. Es ist aber wesentlich, daß in dieser Weise die Wasserstrahl-Luftpumpen für den praktischen Kondensationsbetrieb noch einen Vorteil gegenüber den trocknen Luftpumpen aufweisen, der in den Zahlentafeln und Schaulinien nicht zum Ausdruck kommt.

Für den Antrieb der Luftpumpen und Wasserpumpen kommen der Elektromotor und die Dampfturbine in Frage. Der Elektromotor arbeitet etwas wirtschaftlicher als die Dampfturbine, er gebraucht etwa 6,5 bis 7,5 kg Dampf/PS-st, wohingegen eine Dampfturbine, deren Abdampf in einer Niederdruckstufe der Hauptturbine oder in der Abdampfturbine noch nutzbringende Arbeit leistet, etwa 8 bis 9 kg Dampf/PS-st erfordert. Ohne Abdampfausnutzung würde die Dampfturbine vielleicht 20 kg/PS-st und mehr gebrauchen.

Der Dampfturbinenantrieb mit Abdampfverwertung wird in letzter Zeit dem elektrischen Antrieb vielfach vorgezogen, obwohl die Schaufelung für die auf derselben Achse sitzende Kühlwasserpumpe bei der hohen Umlaufzahl — $n = 2000$ Uml./min — und bei der geringen Förderhöhe schwierig und daher der Wirkungsgrad für diese Pumpe etwas niedriger wird. Man will aber die Kondensation vom elektrischen Netz unabhängig machen, so daß bei Störungen im Netz die Kondensation nicht außer Betrieb kommt. Dies ist besonders wichtig, wenn die Maschineneinheiten sehr groß sind und daher die einzelnen Maschinengruppen zur Parallelschaltung sofort mit der vollen Belastung anlaufen müssen. Von andrer Seite ist auch vorgeschlagen worden, die Kühlwasserpumpe mit Elektromotor und die Luft- und Kondensatpumpe mit Dampfturbine anzutreiben, weil die Luftleere eine Viertelstunde aufrecht erhalten werden kann, wenn die elektrisch angetriebene Kühlwasserpumpe bei vorübergehenden Störungen im Netz während dieser Zeit zum Stillstande kommt.

Von den Abnehmern wird vielfach eine kurze Anfahrzeit vorgeschrieben. Unter Anfahrzeit wird diejenige Zeit verstanden, in der die Luftpumpe bei zerstörter Luftleere oder beim Anlassen der Maschine die Luftleere im Kondensator herstellt.

In vielen Fällen saugt ein Dampfstrahlgebläse das Schleuderwasser an. Wenn man dann die Hauptturbine zum Anwärmen langsam umlaufen läßt und den Dampf in den Kondensator gibt, so können kurze Anfahrzeiten von 5 Minuten erzielt werden. Kann aus der Turbine oder aus Nebenleitungen kein Dampf zum Kondensator gelassen werden, so beträgt die Anfahrzeit je nach Größe und Bauart der Luftpumpe und je nach Größe der luftleer zu machenden Räume 8 bis 10 Minuten und mehr.

Verschiedene der untersuchten Pumpen E, H, J (vergl. Uebersichtstafel) zeigen eine **Regelung** des Arbeitsbedarfes durch Drosselung des angesaugten Schleuderwassers. Die Umlaufzahl der Luftpumpen kann nur in engen Grenzen geändert werden, da die Kühlwasser- und Kondensatpumpen auf derselben Welle sitzen.

Beim Anlassen der Maschine wird der Drosselschieber ganz geöffnet und so bei größerem Arbeitsbedarf eine kürzere Anfahrzeit erzielt. Ist die Luftleere hergestellt, so wird der Schieber mehr und mehr geschlossen. Der Arbeitsbedarf ist dann, wie die Versuchsergebnisse zeigen, für die Erhaltung der einmal erzeugten hohen Luftleere geringer, weil weniger Wasser gefördert wird.

Bei den Versuchen der Gruppen E, H und J wurden die günstigsten Drosselhöhen für die jeweilig erzielte Luftleere eingestellt. Für den praktischen Betrieb erhält der Maschinist eine Anweisung, nach der er unter Beobachtung eines Druckmessers die Drosselung und somit die geringste Energieaufnahme für die verschiedenen Luftleeren einzustellen hat.

Die Vergleichsversuche nach einheitlichen Grundsätzen erschienen wünschenswert, weil die in der Literatur vielfach gemachten Angaben kein richtiges Bild über die Leistungsfähigkeit der Luftpumpen geben. Es genügt nicht, wenn gesagt wird, eine Luftpumpe könne bei einer bestimmten Luftleere eine bestimmte Anzahl Gramm Luft absaugen, wenn nicht der Arbeitsbedarf gleichzeitig angegeben wird, oder, daß eine Luftpumpe imstande ist, eine bestimmte Anzahl Liter Luft für die an die Pumpenwelle abgegebenen PS-Stunden zu fördern, wenn nicht gleichzeitig die erzielte Luftleere oder die Meßarten, durch die das Ergebnis erhalten wurde, mit angegeben werden. Solche unvollkommenen Angaben können leicht zu falschen Beurteilungen führen.

Verschiedene Firmen stellten zu den Versuchen in entgegenkommender Weise ihre gut und neuzeitlich ausgestatteten Versuchstände zur Verfügung, s. die späteren Figuren 20, 26 und 30.

In letzter Zeit kamen noch Untersuchungen an trocknen umlaufenden Luftpumpen hinzu. Diese Versuche, die angesichts der Betriebseigenarten der Pumpen einen unmittelbaren Vergleich mit denen an nassen Schleuderradpumpen nicht gestatten, sind noch nicht zu einem Abschluß gekommen und sollen in einer besondern Arbeit demnächst behandelt werden.

Für die nachfolgenden Vergleichsversuche erschien es wichtig, die abgesaugten Luftgewichte ohne Ausnahme mit denselben Kontrolldüsen zu messen. Die Durchmesser der einzelnen Düsen des Düsensatzes, von denen die Figuren 1 bis 4 zwei Düsen mit einem Durchmesser von 4 bezw. 8 mm darstellen, wurden nachträglich noch genau mit einem Meßmikroskop gemessen. Es wurden 12 Düsen von 1 mm, 2 mm u. s. f. bis 12 mm Dmr. verwendet. Die Durchmesser wurden auf $^1/_{100}$ mm genau gefunden, nur die Düse von 1 mm Dmr. zeigte später eine mit bloßem Auge nicht erkennbare feste Schmutzkruste, die eine gewisse Verengung bedingte. Die bei der Düse von 1 mm Dmr. gefundenen Werte haben aber für die Praxis keine Bedeutung. Viele Firmen messen die Luftmengen mit Blenden und erhalten dann gegenüber Messungen mit gut abgerundeten Düsen zu günstige Werte, wie der Unterschied der beiden Kurven Fig. 5 zeigt.

Richtige Vergleiche können ferner nur erhalten werden, wenn die Auswertung der Versuchsergebnisse nach denselben Grundsätzen und mit denselben Festwerten erfolgt. In

Uebersichtstafel.

Gruppe	Bauarten der Wasserstrahlluftpumpen	Bezeichnung des Versuches	Datum des Versuches	mittlerer Arbeitsbedarf N_e PS	Bemerkungen
A	einfacher zylindrischer Wasserstrahl. Pumpe besonders				vergl. Versuche C und J_2
B	mehrfacher zylindrischer Wasserstrahl. Pumpe besonders	B_1	November 1911	19,5	Versuch im Prüffeld. Nur als Wasserstrahl-Luftpumpe untersucht
C	zylindrischer Wasserstrahl Kreiselpumpe mit Strahlapparat zusammengebaut, vollbeaufschlagt	C_1 C_2 C_3 C_4 C_5	Oktober 1911 Februar 1912 Februar 1912 Februar 1912 Februar 1912	15 7 8,5 7 17	Betriebsversuch Versuch im Prüffeld. Umlaufzahl normal, Wassertemp. 8,5°, Lufttemp. 15 bis 17° Versuch im Prüffeld. Umlaufzahl erhöht, Wassertemp. 8,8 bis 9,0°, Lufttemp. 17° Versuch im Prüffeld. Umlaufzahl normal, Wassertemp. 15,7°, Lufttemp 11,5 bis 12° Versuch im Prüffeld
D	vollbeaufschlagte Kreiselpumpe mit sehr dünnem, scheibenförmigem Wasserstrahl und ungeschaufeltem Leitrad, auch eine Düsenwand feststehend, die andre beweglich: bei zwei Wasserscheiben selbsttätige Regelung der Größe des Austrittspaltes				Versuche noch nicht ausgeführt
E	vollbeaufschlagte Kreiselpumpe mit breiterem, scheibenförmigem, nach besonderm Verfahren zerlegtem Wasserstrahl in ungeschaufeltem Leitrad	E_1 E_2	Januar 1912 März 1912	15 22	Versuch im Prüffeld. Die Versuche sind noch nicht abgeschlossen Betriebsversuch
F	vollbeaufschlagte Kreiselpumpe mit Düsenring und geschaufeltem Leitrad. Das Wasser wird in vielen feinen Strahlen in das Laufrad gesaugt und mischt sich vor Eintritt in die Laufschaufeln mit der abzusaugenden Luft	F_1	Oktober 1911	10	Versuch im Prüffeld
G	vollbeaufschlagte Kreiselpumpe mit Wasserkolbenbildung im geschaufelten Leitrad. Verdichtung im ruhenden Rade				Versuche noch nicht ausgeführt
H	teilweise beaufschlagte Kreiselpumpe mit Wasserkolbenbildung im Auswurfkegel. Verdichtung im Diffusor	H_1 H_2	November 1911 September 1911	20 40	Versuch im Prüffeld Versuch im Prüffeld
J	teilweise beaufschlagte Kreiselpumpe mit Wasserkolbenbildung im Auswurfkegel und mit zweifacher Luftabsaugung	J_1 J_2 J_3	Juni 1912 Juni 1912 Juni 1912	45 52 53	Versuch im Prüffeld. Luftabsaugung nur am Hauptstutzen. Als Kondensationspumpe untersucht Versuch im Prüffeld. Luftabsaugung nur am Nebenstutzen. Als Wasserstrahlapparat untersucht. Vergl. Versuche A und C Versuch im Prüffeld. Luftabsaugung am Hauptstutzen und Nebenstutzen

Fig. 1 und 2. Düse von 4 mm Dmr.

Fig. 3 und 4. Düse von 8 mm Dmr.

Maßstab 1 : 2,5.

Fig. 5. Messungen mit Blende und Düse.

der Gleichung für die Berechnung des sekundlich angesaugten Luftgewichtes, die für Luftleeren bis zu 50 vH Gültigkeit hat, wurde der Beiwert φ_1 für alle Versuche gleich 0,967 gesetzt.

Das durch eine Düse von F qcm Querschnitt in der Sekunde bei einer absoluten Lufttemperatur T_l und bei einem Druck p_a' at oder p_a mm Q.-S. (vor der Düse gemessen) angesaugte Luftgewicht in g beträgt nach Zeuner und Grashof:

$$G = 397\ \varphi_1\ F \frac{p_a'}{\sqrt{T_l}}$$

$$G = 0{,}522\ F \frac{p_a}{\sqrt{T_l}}\ \text{g/sk} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (I).$$

Dieses Luftgewicht wird durch die Anzahl der an die Pumpenwelle abgegebenen Pferdestärken geteilt, wodurch die Werte g Luft pro PS und sk für die Schaulinien I der späteren Figur 33 erhalten werden. Diese und die folgenden Rechnungs- und Versuchsverhältnisse wurden auf die jeweilig erzielten Luftleeren in vH der theoretisch möglichen Luftleere bezogen.

Die ebenfalls für alle Versuche ermittelten Schaulinien II der späteren Figur 34 geben die jeweilig geförderte Anzahl ltr Luft pro PS (an die Pumpenwelle abgegeben) und sk an. Diese Luftmenge V_l ist auf den innerhalb der Pumpe hinter der Meßdüse herrschenden Zustand bezogen. Es ist nun für alle Versuche angenommen worden, daß die angesaugte Luft hinter der Düse, also vor der Verdichtung, die Wassertemperatur T_w annimmt und daß der Wasserdampf an dieser Stelle gesättigt sei. Es ist dies berechtigt, da das Schleuderwasser in verhältnismäßig großer Menge und in fein verteiltem Zustande durch die Pumpe geht.

p_i in mm Q.-S. sei der mit einem Quecksilber-Unterdruckmesser gemessene Gesamtdruck in der Pumpe hinter der Düse:

$$p_i = p_d + p_l,$$

p_d = Teildruck des Dampfes in mm Q.-S.
p_l = » der Luft in mm Q.-S.

Wenn dann noch $V_0 = \frac{G}{\gamma}$ die Luftmenge bei $T = 0$ und $p_0 = 760$ mm Q.-S. ist, so folgt:

Zahlentafel 1. Vielstrahl-Kondensator, nur als Wasserstrahl-Luftpumpe Versuch B_1. November 1911.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor: Klemmenspannung	Motor: Stromstärke	Motor: an den Motor abgegebene elektrische Leistung	Motor: Wirkungsgrad des Motors	Motor: Wirkungsgrad des Vorgeleges	Motor: Gesamt-Wirkungsgrad	Motor: an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e	Düsendurchmesser	Druck am Druckmesser I	Druck am Druckmesser II	geförderte Wassermenge	Temperatur: des Wassers t_w	Temperatur: der Luft t_l	Drücke: Barometerstand p_a	Drücke: erzielte Luftleere	Drücke: absoluter Druck in der Pumpe p_i	Drücke: Teildruck des Dampfes p_d	Drücke: Teildruck der Luft p_l	Drücke: theoretisch mögliche Luftleere
		V	Amp	KW	vH	vH	vH	PS	mm	at	at	cbm/st	°C	°C	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.
1	1520	221	38	8,4	85	96	82	9,4	0	0,46	0,63	98	10,1	9,8	742,5	726	16,5	9,3	7,2	733,2
2	1500	»	»	»	»	»	»	»	1	»	»	»	»	»	»	716	26,5	»	18,2	»
3	»	»	»	»	»	»	»	»	2	0,48	0,64	97	»	»	»	683	74,5	»	65,2	»
4	»	»	»	»	»	»	»	»	3	0,50	0,66	96	»	»	»	626	116,5	»	107,2	»
5	»	220	37,5	8,25	»	»	»	9,2	4	0,52	0,68	95	»	»	743	552	191	»	181,7	733,7
6	»	»	»	»	»	»	»	»	5	0,55	0,71	93	»	»	»	471	272	»	261,7	»
7	»	»	37	8,15	»	»	»	9,1	6	0,59	0,78	90	10,2	»	»	382	361	»	351,7	»
8	1520	214	40	8,56	»	»	»	9,6	7	0,68	0,82	84	»	»	»	299	444	»	434,7	»
9	»	213	»	8,52	»	»	»	9,5	8	0,69	0,85	83	»	»	743,5	232	511,5	»	502,2	734,2
10	»	»	»	»	»	»	»	»	9	0,70	0,85	82	»	»	»	197	546,5	»	537,2	»
11	»	»	»	»	»	»	»	»	10	0,75	0,89	80	»	»	»	173	570,5	»	561,2	»
12	1500	221	38	8,4	»	»	»	9,4	0	0,46	0,63	92,5	10,3	»	743,5	726	17,5	9,4	8,1	734,1
13	»	»	»	»	»	»	»	»	1	0,48	»	»	»	9,7	744	713	31	»	21,6	734,6
14	»	»	»	»	»	»	»	»	8	0,50	0,66	98	»	9,8	»	627	117	»	107,6	»
15	»	»	»	»	»	»	»	»	5	0,56	0,72	97	»	»	»	473	271	»	261,6	»
								IV												

$$V_l p_l = V_0 p_0 (1 + \alpha t_w) = V_0 p_0 \frac{T_w}{273}$$

$$V_l = \frac{G}{1{,}293} \frac{760}{p_l} \frac{T_w}{273}$$

$$V_l = 2{,}153\, G \frac{T_w}{p_l} \text{ ltr/sk} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (II).$$

Daß der Wasserdampf als gesättigt angesehen werden kann, geht noch daraus hervor, daß bei fast allen Versuchen bei der Düse null oder auch von 1 mm Dmr., also bei sehr geringer Luftzufuhr, die der Wassertemperatur entsprechende Luftleere erreicht wurde. Die Ablesung muß bei diesen hohen Luftleeren sehr genau erfolgen, und geringe Ablesungsfehler von Bruchteilen von Millimetern können leicht zu Angaben von Luftleeren über 100 vH führen. Bei allen Versuchen wurde die geringe durch das Schleuderwasser mitgerissene Luftmenge unberücksichtigt gelassen.

An andrer Stelle findet man die wenig zuverlässige Annahme, daß in 100 ltr Betriebswasser noch 2 ltr Luft zugeführt werden. Bei der Versuchspumpe J_1 z. B. (s. die spätere Figur 27 und Zahlentafel 12) würden bei einer solchen Annahme die Wirkungsgrade um 27,5 vH höher liegen; statt eines Wirkungsgrades $x = 13{,}35$ vH für die Düse mit 12 mm Dmr. würde sich ein Wirkungsgrad $x = 17$ vH ergeben! Diese Rechnungsart, die sich in der Literatur mehrfach vorfindet, ist nicht berechtigt; denn die Luft, die das Schleuderwasser in die Pumpe bringt, gehört nicht zu der von der Pumpe zu fördernden Nutz-Luftmenge. Durch die innige Mischung der Luft mit dem Betriebswasser wird dieses zwar luftreich, zumal wenn der Behälter, aus dem die Pumpe immer wieder das Aufschlagwasser entnimmt, kleine Abmessungen hat, aber dieser Umstand darf nicht dazu benutzt werden, höhere Wirkungsgrade zu berechnen.

Bei der vorstehend angegebenen Berechnung des Luftgewichtes G (Gl. (1)) ist von dem Drucke p_a der einige Millimeter Q.-S. betragende Dunstdruck der Außenluft abzuziehen. Es muß also bei jedem Versuch mit einem Psychrometer die Luftfeuchtigkeit bestimmt werden. Bei dem Versuche J_1 wurde der Einfluß der Luftfeuchtigkeit auf den Wirkungsgrad untersucht und festgestellt, daß der Wirkungsgrad bei Berücksichtigung des Dunstdruckes nur etwa 1,36 vH geringer wird, bei der Düse von 1 mm Dmr. sinkt er von 0,418 auf 0,4123 und bei der Düse von 12 mm Dmr. von 13,4 auf 13,22. Bei einer Außenluft mit kleinerem Feuchtigkeitsgehalt wird der Einfluß noch geringer. Es war daher berechtigt, bei allen Versuchen die Bestimmung der Luftfeuchtigkeit zu unterlassen und mit dem vollen Drucke p_a zu rechnen.

Bei den Versuchen mit trocknen umlaufenden Luftpumpen spielt jedoch die genaue Ermittlung des Feuchtigkeitsgehaltes der Luft eine wichtige Rolle, weil sich die Luft in der Pumpe nicht mit Wasserdampf sättigt. Diese Versuche und ihre rechnerische Ermittlung lassen sich bei diesen Pumpen nicht so einfach durchführen. Hierüber soll später berichtet werden.

Die Schaulinien II der späteren Figur 34 zeigen in der Nähe der Ordinatenachse, also bei hoher Luftleere und kleinen Düsendurchmessern, einen eigenartigen Verlauf. Das angesaugte Luftgewicht G ist bei geschlossener Düse gleich null. Der Teildruck der Luft p_l wird zwar bei allen Versuchen sehr klein, kann aber den Wert null nicht ganz erreichen. Somit wird für $G = 0$ auch $V_l = 0$. Die Schaulinien II gehen also in der Nähe des Nullpunktes durch die Abszissenachse, steigen dann bis zu einem nicht näher bestimmten höchsten Wert und nehmen darauf einen normalen Verlauf. Die Punkte, die für den Düsendurchmesser 1 mm gefunden wurden, liegen fast sämtlich auf dem ansteigenden Ast. Die Schaulinien II zeigen, daß bei allen untersuchten Wasserstrahlpumpen bei der Düse null fast die der Wassertemperatur entsprechende theoretische Luftleere erzielt wurde.

Wenn die Güte einer Pumpe dadurch angegeben wird, daß sie eine bestimmte Anzahl ltr Luft pro PS-sk fördern kann, und wenn dann der Punkt des höchsten Wertes genommen wird, so ist eine solche Angabe unvollständig; denn es kommt wesentlich darauf an, welchen Verlauf die Kurve in dem abfallenden, für die Praxis allein maßgebenden Aste nimmt.

Die Schaulinien III der späteren Figur 35, die den jeweilig erzielten Wirkungsgrad η, das Verhältnis der für isothermische Verdichtung aufzuwendenden Arbeit N_i zu der an die Pumpenwelle abgegebenen Arbeit N_e, angeben, gestatten am besten Vergleiche. Die Versuche haben ergeben, daß die Verdichtung der Luft in den Wasserstrahlpumpen isothermisch erfolgt, die Wärme wird ganz an das Kühlwasser abgegeben. Die Erwärmung ist im Verhältnis zu den großen Wassermengen so gering, daß ein meßbarer Temperaturunterschied am Eintritt- und Austrittstutzen bei keinem Versuch festgestellt werden konnte.

Die für die isothermische Verdichtung der Luft vom Druck p_l auf den Außendruck $p_a - p_d$ aufzuwendende Arbeit beträgt mit den oben angegebenen Bezeichnungen:

$$N_i = \frac{1}{75} \frac{G}{1000} R\, T_w \ln \frac{p_a - p_d}{p_l} \text{ PS}$$

$$N_i = 0{,}00039\, G\, T_w \ln \frac{p_a - p_d}{p_l} \text{ PS};$$

$$\eta = \frac{N_i}{N_e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (III).$$

Zu diesen drei Schaulinien ist noch eine vierte Schaulinie, z. B. in die späteren Figuren 6, 9, 15 usw., eingetragen, die über den an die Pumpenwelle abgegebenen Arbeitsbedarf N_e Aufschluß gibt. Der fast wagerechte Verlauf dieser Linie zeigt, daß der Arbeitsbedarf für die verschiedenen Düsendurchmesser bei allen Versuchen ungefähr gleich ist. Die Angabe der effektiven Arbeit erschien bei den Vergleichsversuchen wichtig, weil im allgemeinen eine größere Pumpe auch eine bessere spezifische Leistung aufweisen wird und daher nur Pumpen von derselben Größe miteinander unmittelbar vergleichbar sind. Die Untersuchung zeigte jedoch, daß einige kleinere Pumpen einen ebenso günstigen oder noch besseren Wirkungsgrad als größere Pumpen derselben Bauart hatten (vergl. Versuche H_1 und H_2 in den späteren Figuren 21 und 24). Es ist dies durch eine zweckmäßigere Schaufelkonstruktion, durch eine richtigere Umfangsgeschwindigkeit und durch Verringerung der Reibungs- und Stoßverluste an der kritischen Stelle dort, wo die Luft in den zerlegten

untersucht.

erzielte Luftleere / theoretisch mögliche Luftleere	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G	Menge dieser Luft V_l bei $273 + t_w$ °C und p_l mm Q.-S.	Gewicht, bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	Luftmenge, bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_i	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe $\eta = \frac{N_i}{N_e}$
vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH
99,1	0	0	0	0	0	0
97,7	0,181	6,04	0,0193	0,643	0,074	0,788
93,2	0,724	6,75	0,077	0,720	0,193	2,05
85,5	1,63	9,23	0,174	0,983	0,346	3.68
75,3	2,90	9,71	0,315	1,055	0 446	4,85
64,3	4,53	10,55	0,492	1,15	0.515	5,60
52,1	6,52	11,28	0,716	1,24	0,530	5,82
40,8	die Gleichungen haben keine Gültigkeit unter 50 vH					
31,6						
26,9						
23,6						
99,0	0	0	0	0	0	0
97,1	0,181	5,10	0,0193	0,543	0,0705	0,75
85,5	1,63	9,21	0,174	0,98	0,316	3.68
64,5	4,53	10,55	0,483	1,12	0,516	5.50
			I	II		III

Fig. 6 bis 8.
Vielstrahl-Kondensator, nur als Wasserstrahl-Luftpumpe untersucht.
Versuch B. 1. November 1911.

Fig. 6.

Fig. 7 und 8. Versuchsanordnung.
Maßstab 1 : 125.

Wasserstrahl eintritt, bedingt. Vielfach konnte durch ein geringes Verstellen der Einlaufdüse die spezifische Leistung erheblich verbessert werden. Bei den Versuchen der Gruppe C jedoch zeigten die beiden größeren Pumpen C_1 und C_5, s. die späteren Figuren 9 und 14, einen besseren Wirkungsgrad als die untersuchte Pumpe C_2, s. die spätere Figur 11, kleinerer Leistung.

Die Uebersichtstafel auf S. 1977 gibt über einige Bauarten der Wasserstrahlpumpen und über die bis jetzt gemachten Versuche Aufschluß.

Ein einfacher Wasserstrahl als Luftsauger nach der Bauart A wurde nur im Zusammenbau mit einer Kreiselpumpe (Versuche C_1 bis C_5) und mit einer Wasserkolben bildenden Kreiselpumpe (Versuch J_2) untersucht.

Versuch B_1.
Zahlentafel 1, Fig. 6 bis 8.

Der untersuchte Vielstrahl-Kondensator ist nicht für reine Luftförderung gebaut, er wird vielmehr als Mischkondensator verwendet. Der Wasserstrahl ist in viele Einzelstrahlen zerlegt, um dem eintretenden Dampf eine möglichst große Oberfläche zu bieten. Das Aufschlagwasser ist dann gleichzeitig Kühlwasser. Es ist demnach wahrscheinlich, daß Strahlpumpen, die lediglich für reine Luftförderung, z. B. für eine Oberflächenkondensation, gebaut sind, eine etwas bessere Wirkung zeigen, wie dies auch die Versuche C_1 bis C_5 bestätigen. (Schluß folgt.)

Die spezifische Wärme und das spezifische Volumen des Wasserdampfes für Drücke bis 20 at und Temperaturen bis 550° C.[1]

Von Dr.-Ing. Max Jakob.

(Mitteilung aus der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt.)

I. Allgemeines.

1) Ziel der Untersuchung. Zwischen den Werten der spezifischen Wärme c_p und des spezifischen Volumens v eines überhitzten Dampfes besteht die bekannte Beziehung

$$\frac{\partial c_p}{\partial p} = - A T \frac{\partial^2 v}{\partial T^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Sie ermöglicht, wenn noch die willkürlichen Funktionen der zugehörigen Integralgleichungen bekannt sind, c_p aus v zu berechnen oder v aus c_p. Ersteres ist für mehrere Dämpfe geschehen[2]), letzteres meines Wissens nur für Stickstoff[3]). In der vorliegenden Arbeit wird versucht, ein System der c_p-Werte für Wasserdampf nach den neuesten Versuchen aufzuzeichnen und daraus ebenfalls auf zeichnerischem Wege v zu bestimmen.

2) Bestimmung von c_p aus p. Es läßt sich leicht zeigen, daß bei der Bestimmung von c_p aus v eine verhältnismäßig geringe Genauigkeit zu erwarten ist[1]). Wenn man nämlich c_p mittels der aus (1) folgenden Integralgleichung

$$c_p = \varphi(T) - A \int T \frac{\partial^2 v}{\partial T^2} dp \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

berechnen will, so muß man $\varphi(T)$ kennen, d. i. die spezifische Wärme bei einem bestimmten Druck, z. B. beim Druck $p = 0$, und man muß einen nicht genau bekannten Ausdruck zweimal differenzieren. Aus der Zustandsgleichung von der Form

$$v = \frac{BT}{p} - R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

folgt ja ohne weiteres

$$\frac{\partial^2 v}{\partial T^2} = - \frac{\partial^2 R}{\partial T^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Es geht also der zweite Differentialquotient des Restgliedes der Zustandsgleichung in Gl. (2) direkt ein; mit andern Worten: die Krümmung der Isobaren im v, T-Diagramm bestimmt unmittelbar das Ergebnis; diese Krümmung aber ist bekanntlich sehr schwach und kaum genau festzustellen.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 40 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) z. B. für Luft durch A. W. Witkowski, Phil. Mag. 42 S. 1 1896, für Wasserdampf durch R. Linde (siehe O. Knoblauch, R. Linde und H. Klebe, Mitt. üb. Forschungsarb. 1905 Heft 21 S. 72.)

[3]) R. Plank, Phys. Zeitschr. 11 S. 633 1910.

[1]) Dies ist schon von R. Linde erkannt und a. a. O. ausgesprochen worden; ebenso von Harvey N. Davis (Proc. Americ. Acad. of Arts and Sciences 1910 Band 45 S. 287).

So kommt es, daß Zustandsgleichungen, die v auf wenige Tausendstel genau ergeben, doch zu Werten von c_p führen können, die um viele Hundertstel falsch sind.

3) Bestimmung von v aus c_p. Dagegen ist bei der Berechnung von v aus c_p bei einigermaßen gut bekanntem c_p-System eine recht befriedigende Genauigkeit zu erzielen. Aus Gl. (1) folgt durch zweimalige Integration nach T:

$$v = \Phi(p) + T\Psi(p) - \frac{1}{A}\iint \frac{1}{T}\frac{\partial c_p}{\partial p}\, d\,T^2 \quad . \quad (5).$$

Machen wir nun noch die zulässige Annahme, daß der betreffende Dampf sich im idealen Gaszustande befindet, wenn $\frac{\partial c_p}{\partial p} = 0$, und wählen die zu $\frac{\partial c_p}{\partial p} = 0$ gehörige Temperatur T_0 zum Ausgangspunkte der Integration, so ergibt sich:

$$v = \frac{B\,T}{p} - \frac{1}{A}\int_{T_0}^{T}\int_{T_0}^{T} \frac{1}{T}\frac{\partial c_p}{\partial p}\, d\,T^2 \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$

Es ist also das Doppelintegral eines einfachen Differentialquotienten zu bilden (während nach Gl. (2) das einfache Integral eines zweiten Differentialquotienten zu bilden war). Das Integrieren nicht genau bekannter Funktionen bringt keine wesentlichen Fehler, gleicht sogar gewisse Unstimmigkeiten dieser Funktionen aus. Wenn also $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ selbst Fehler von 10 bis 20 vH enthielte (was bei dem heutigen Stand unserer Kenntnis selbst der bestbestimmten Werte c_p noch möglich ist), so würde erst das Restglied R um einen Betrag von dieser Größenordnung falsch, v selbst aber etwa nur um wenige Tausendstel. Es scheint daher möglich, für Wasserdampf, dessen $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ genügend genau bekannt ist, v nach Gl. (6) fast mit derselben Genauigkeit zu erhalten wie mit den besten unmittelbaren v-Bestimmungen. Wenn Davis a. a. O (S. 303) eine befriedigende Darstellung des Zusammenhanges von c_p und v nach Gl. (1), welche er »das wahrscheinlich wichtigste von den noch ausstehenden Problemen« nennt, als unmöglich bezeichnet, so kommt dies offenbar daher, daß er stets den Uebergang von v nach c_p im Auge hat, aber nicht den von c_p nach v, der im folgenden versucht werden soll.

4) Wahl des zeichnerischen Verfahrens. Daß ich sowohl bei der Darstellung des c_p-Systemes als auch bei der nach Gl. (6) erforderlichen einmaligen Differentiation von c_p nach p und zweimaligen Integration von $\frac{1}{T}\frac{\partial c_p}{\partial p}$ nach T rein zeichnerisch vorgehe und auf die Entwicklung einer Formel verzichte, hat seinen Grund darin, daß man bei der Aufstellung einer Gleichung für das c_p-System zu einer so komplizierten Form gelangen dürfte, daß entweder die zweimalige Integration nicht mehr gelingen würde, oder aber der formelmäßigen Vereinfachung wegen auf die genaue Wiedergabe der Versuchswerte verzichtet werden müßte, während das zeichnerische Verfahren keinerlei Vereinfachungen erfordert. Dies ist ein allgemeiner Vorzug der zeichnerischen Behandlung von Versuchsergebnissen. Ihm steht der Nachteil gegenüber, daß sich ein Ergebnis, welches man rechnerisch günstigenfalls in aller Kürze gewinnen könnte, nur außerordentlich mühselig durch aufeinanderfolgende Entwickung von immer einem Kurvensystem aus dem andern ergibt. Doch ist dies ein Nachteil nur für den Verfasser, nicht für den Leser, der zwei vorliegende zeichnerische Systeme (das Ausgangssystem und das Endsystem) so gut oder vielleicht noch bequemer aufeinander bezieht wie zwei Formeln (Ausgangs- und Endformel).

II. Die spezifische Wärme und der Wärmeinhalt.

1) Versuchsgrundlagen. Als Unterlagen für die Berechnung des spezifischen Volumens aus der spezifischen Wärme kamen nur solche Versuche in Betracht, welche die Abhängigkeit der spezifischen Wärme von Druck und Temperatur erkennen lassen. Für die Drücke von 2 bis 8 at wurden daher die c_p-Bestimmung von Osc. Knoblauch und Max Jakob[1]) und die neuere von Osc. Knoblauch und Hilde Mollier[2]) zugrunde gelegt. Die Ergebnisse von Thomas[3]) wurden nicht berücksichtigt, weil bei dessen Versuchen der überhitzte Dampf offenbar noch Wasser enthielt, worauf schon Davis sowie Knoblauch und Hilde Mollier (a. a. O.) hingewiesen haben.

Die Werte der spezifischen Wärme für 0 at (c_{p0}) und für 8 bis 20 at wurden durch Kombination der obengenannten Knoblauch-Jakob-Mollierschen Ergebnisse mit den von Davis aus Drosselversuchen gewonnenen und in der mehrfach erwähnten Abhandlung veröffentlichten Werten von $\frac{c_p}{c_{p0}}$ abgeleitet.

2) Das System der c_p-Werte. In Fig. 1 sind die Isobaren im c_p, t-Diagramm aufgezeichnet, und zwar in Stufen von 2 zu 2 at für die Drücke von 0 bis 20 at. Ferner ist die Isobare für den Druck von 1 at gestrichelt wiedergegeben. Jede Isobare erstreckt sich von der Sättigungstemperatur bis zu 550° C. Die linke (ausgezogene) Grenzkurve ist die Sättigungslinie.

Diesem Diagramm sind die c_p-Werte für die Sättigungstemperatur t_s und weiter für Temperaturstufen von 10 zu 10° entnommen, welche in Zahlentafel 1 zusammengestellt sind.

Zu Fig. 1 ist im einzelnen folgendes zu bemerken:

a) Nach den Knoblauch-Jakob-Mollierschen Versuchspunkten wurden die Isobaren für 2, 4, 6, 8 at neu entworfen. Die Abweichungen dieser Isobaren gegenüber den von Knoblauch und Hilde Mollier veröffentlichten liegen durchaus innerhalb der Genauigkeitsgrenzen der Beobachtungen. Der Unterschied in c_p beträgt nur in einem einzigen Fall mehr als $^1/_2$ vH, nämlich beim Sättigungspunkte der 2 at-Kurve, der mit Rücksicht auf die Lage der Versuchspunkte um fast $1^1/_2$ vH tiefer gesetzt wurde[4]).

b) Die Kurve $c_{p0} = \varphi(T)$ wurde folgendermaßen bestimmt: Davis hat a. a. O. mittels der von ihm abgeleiteten Gleichung $c_p = c_{p0}\, e^{\int_{p_0}^{p}\left(\frac{\partial \mu}{\partial t}\right)_p dp}$ (worin μ den Joule-Thomson-Koeffizienten bedeutet) und unter Benutzung von allen bekannten Drosselversuchen[5]) die Werte $\frac{c_p}{c_{p0}}$ berechnet. Hieraus und aus unseren c_p für 2 bis 8 at ergab sich unmittelbar c_{p0}. Eine zeichnerisch ausgeglichene c_{p0}-Kurve ist als unterste Isobare in Fig. 1 eingetragen. Die Isobare für 1 at ist durch Interpolation gefunden worden.

c) Annähernd richtige Isobaren für Drücke von 10 bis 20 at waren schon von Knoblauch und Jakob durch Extrapolation ihrer Versuchswerte gewonnen und allein für die Zwecke der Ingenieurpraxis unter allem Vorbehalt veröffentlicht worden. Die damals in Aussicht gestellten Versuche für dieses Druckgebiet sind im Laboratorium für technische Physik der Technischen Hochschule München im Gange. Es lassen sich aber schon heute — wieder mit Benutzung der aus den Drosselversuchen abgeleiteten Davisschen Werte — für $\frac{c_p}{c_{p0}}$ Isobaren bis 20 at aufstellen, deren Verlauf bis auf wenige Prozente gesichert erscheinen dürfte. Aus unserer Kurve für c_{p0} und den Davisschen Werten $\frac{c_p}{c_{p0}}$ für 10, 12, 14, 16, 18, 20 at wurden die c_p-Werte für diese Drücke berechnet; sie sind für Temperaturen von 180°, 225 bis 240°, 300 bis 310° als kleine Kreise in Fig. 1 eingetragen; die

[1]) Osc. Knoblauch und Max Jakob, Mitt. üb. Forschungsarb. Heft 35 u. 36 S. 109 1906; Z. 1907 S. 81.

[2]) Osc. Knoblauch und Hilde Mollier, Z. 1911 S. 665; Mitt. üb. Forschungsarb. Heft 108 u. 109 S. 79.

[3]) Carl C. Thomas, Proc. Amer. Soc. Mech. Eng. 1907 Band 29 S. 633.

[4]) Die Berechnung des Wärmeinhaltes (siehe II, 3, S. 1982 r. Sp.) führt zu keinem Widerspruch dagegen: auch in die Sättigungslinie (siehe d, S. 1982 l. Sp.) fügt sich dieser Punkt sehr gut ein.

[5]) s. auch Harvey N. Davis, Proc. Amer. Acad. of Arts and Sciences 1910 Band 45 S. 241.

betreffenden Isobaren sind nach zeichnerischem Ausgleich etwas von den Punkten abweichend eingezeichnet[1]).

d) Auch die Sättigungslinie ist verbessert worden. Osc. Knoblauch und der Verfasser hatten für sie die empirische Gleichung

$$(c_p)_s = 0{,}41 + \frac{2{,}52 \cdot 10^8}{(T_k - T_s)^4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

eingeführt, die aber unter 2 at ihre Gültigkeit verlor. An Stelle dieser Formel schlage ich die folgende Formel (8) vor:

$$(c_p)_s = 0{,}455 + 2 \cdot 10^{-20} \frac{T_s^8}{T_k - T_s} \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Es ist nun sehr beachtenswert, daß diese Gleichung (8) mit den auf ganz anderm Wege[1]) gefundenen Davisschen Werten für $(c_p)_s$ in bester Uebereinstimmung steht. Die Davissche Sättigungslinie ist in Fig. 1 strichpunktiert eingetragen; ihre Abweichung von der unsrigen ist viel geringer als die Streuung der Punkte, nach denen Davis seine Kurve entworfen hat. In Zahlentafel 2 sind die $(c_p)_s$-Werte nach verschiedenen Forschern in geschichtlicher Reihenfolge wiedergegeben.

Von den Zahlen der letzten Zeile dieser Tafel weichen die Werte von Knoblauch und Jakob im Bereich von 1 bis 20 at um weniger als 4 vH ab, die Werte von Knoblauch und Hilde Mollier für 2 bis 8 at um weniger als $1^1/_2$ vH, die Davisschen Werte für 1 bis 20 at um weniger als $2^1/_2$ vH. Nur die von Levy angegebenen Werte, die bei 1 und 2 at bis auf $1^1/_2$ vH mit den unsrigen übereinstimmen, entfernen sich mit zunehmendem Druck immer weiter von ihnen und sind bei 20 at bereits 34 vH kleiner als unsere Werte. Es muß daher kurz auf die Ursache dieser Unterschiede eingegangen werden. H. Levy hat auf Grund der Nernstschen Hypothese, daß der Wasserdampf Doppelmoleküle bilde, eine Zustandsgleichung aufgestellt und daraus mittels einmaliger Differentiation und gewisser Annahmen c_p für die Drücke von 0 bis 20 at und die Temperaturen von Sättigung bis 500°C errechnet. Diese Hypothese liefert für höhere Temperaturen beachtenswerte Ergebnisse; bei 500° z. B. weichen die Levyschen Werte im ganzen Druckbereich nie mehr als 1 vH, bei 400° höchstens $1^1/_2$ vH von den Werten der Zahlentafel 1 ab. In Sättigungsnähe aber scheint die Nernstsche Hypothese besonders bei höheren Drücken für die Bestimmung der c_p-Werte durchaus nicht zu genügen; sie ist vielleicht, worauf schon Knoblauch und Hilde Mollier hingewiesen haben, so zu erweitern, daß eine Bildung von Komplexen von 2 und mehr Molekülen in Sättigungsnähe angenommen wird.

3) Der Wärmeinhalt i. Knoblauch und Hilde Mollier haben beim Aufzeichnen ihres c_p-Systems berücksichtigt, daß

Fig. 1. c_p, t-Diagramm.

Infolge entsprechender Annahme der Konstanten gibt diese Formel die Sättigungswerte für 2, 4, 6, 8 at (nach Fig. 1) genau wieder. Die gewählte Form der Gleichung bedingt ferner, daß $(c_p)_s$ bei der kritischen Temperatur $T_s = T_k$ unendlich groß wird, wie es die Thermodynamik erfordert. Die Formel (8) gibt aber auch — im Gegensatz zu Formel (7) — bis zu ganz geringen Drücken noch einen guten Anschluß an die Wirklichkeit. Es wird z. B.

für $t_s = 99°$ C $(c_p)_s = 0{,}482$
und » $t_s = 0°$ C $(c_p)_s = 0{,}457$.

bei konstanter Temperatur der Zunahme von c_p mit dem Druck eine gleichzeitige Abnahme des Wärmeinhaltes entsprechen soll. Im folgenden soll untersucht werden, ob auch unser c_p-System dieser Forderung genügt.

Es ist zunächst der Wärmeinhalt bei Sättigung

$$i_s = q + r + A p \sigma_0$$

zu berechnen (σ_0 = spezifisches Volumen des Wassers bei 0°C). Für die Flüssigkeitswärme q nehmen wir wie üblich die Werte von Dieterici an, die Verdampfungswärme erhalten wir nach der Thiesenschen Formel mit den Konstanten von Davis:

$$r = 92{,}93\,(365 - t)^{0{,}3150} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

[1]) Für die hohen Temperaturen scheint $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ nach Davis etwas zu klein zu sein. Ich habe die 36 Versuchspunkte von Knoblauch und Hilde Mollier zwischen 400 und 575° mit Berücksichtigung der Neigung der Isobaren auf 485° reduziert und dann mittels Ausgleichsrechnung $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ zwischen 2 und 8 at zu 0,0013 für 1 at bestimmt. Es schien mir daher richtig, den mittleren Unterschied für 1 at bei 485° im ganzen Bereich (bis 20 at) annähernd so groß anzunehmen.

[1]) nämlich nach der Planckschen Gleichung:

$$(c_p)_s = \frac{d\lambda}{dt} - \frac{r}{T} + \frac{r}{u}\left[\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right)_p - \left(\frac{\partial \sigma}{\partial t}\right)_p\right],$$

in welcher λ die Gesamtwärme, r die Verdampfungswärme, v das spezifische Volumen des Dampfes, σ das des Wassers und $u = v - \sigma$ ist. λ und r wurden nach den bekannten Drosselversuchen und nach Henning v und $\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right)_p$ nach der R. Lindeschen Zustandsgleichung eingesetzt.

Diese Gleichung gibt nicht nur die Versuchsergebnisse von Henning[1]) sehr genau wieder, sondern sie ist auch, wie von Davis a. a. O. ausgeführt wird, als Extrapolationsformel für höhere Temperaturen sehr geeignet. Zahlentafel 3 enthält die Werte q (nach Dieterici), r (nach Davis) und die hieraus berechneten i_s, ferner Werte i_s', die auf Grund der Werte r (nach Henning) gewonnen wurden. Die Unterschiede unserer Werte i_s gegen die Werte i_s' (nach Henning)

[1]) F. Henning, Z. 1909 S. 1768.

Zahlentafel 1.

Die spezifische Wärme $c_p \times 10^3 \left[\frac{WE}{^0C}\right]$.

P [at] =	0	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
t_s [^{0}C] =	—	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,1	187,1	194,2	200,5	206,2	211,4
$t = t_s$	—	482	499	533	566	600	637	673	710	749	789	834
$t = 110^0$	461	479										
120	461	477	499									
130	461	475	494									
140	462	474	489									
150	462	473	486	524								
$t = 160^0$	462	472	483	515	563							
170	463	471	480	507	545	598						
180	463	471	479	502	532	573	632					
190	464	471	478	497	521	553	596	655				
200	465	471	477	494	514	538	569	611	671			
$t = 210^0$	466	471	477	491	507	527	551	581	620	676	552	
220	466	471	477	489	503	519	538	560	588	626	775	745
230	467	472	476	487	499	512	528	546	567	592	623	665
240	468	472	477	486	497	508	521	535	552	570	691	616
250	469	473	477	486	495	505	515	527	541	555	571	588
$t = 260^0$	470	474	477	485	493	502	512	522	532	544	557	570
270	471	474	478	485	492	500	509	517	526	536	547	558
280	472	475	478	485	492	499	507	514	522	530	539	548
290	473	476	479	485	492	498	505	512	519	526	534	542
300	474	477	480	486	492	498	504	510	516	523	530	537
$t = 310^0$	476	478	481	486	492	497	503	509	515	521	527	534
320	477	479	482	487	492	497	503	509	514	520	525	532
330	478	481	483	488	493	498	503	508	514	519	524	531
340	479	482	484	489	494	498	503	509	513	519	524	530
350	481	483	485	490	494	499	504	509	513	518	523	529
$t = 360^0$	482	485	487	491	495	500	504	509	514	518	523	528
370	484	486	488	492	496	501	505	510	514	518	523	528
380	486	487	489	494	497	501	506	510	514	518	523	527
390	487	489	491	495	498	502	506	510	514	518	523	527
400	489	490	492	496	500	503	507	511	515	518	522	527
$t = 410^0$	490	492	494	497	501	504	507	511	515	519	522	526
420	492	494	496	498	502	505	508	512	515	519	522	526
430	494	495	497	500	503	506	509	512	516	519	522	526
440	495	497	498	501	504	507	510	513	516	519	522	526
450	497	498	500	503	506	508	511	514	517	520	523	526
$t = 460^0$	499	500	501	504	507	509	512	515	517	520	523	526
470	500	502	503	505	508	510	513	515	518	520	523	525
480	502	503	505	507	509	511	514	516	518	521	523	526
490	504	505	506	508	510	512	515	517	519	521	523	526
500	505	507	508	510	512	514	516	518	520	522	524	526
$t = 510^0$	507	508	509	511	513	515	517	519	520	522	524	526
520	509	510	511	513	514	516	518	520	521	523	525	527
530	511	512	513	514	516	517	519	520	522	524	525	527
540	513	513	514	516	517	518	520	521	523	524	526	527
550	514	515	516	517	518	520	521	522	523	525	526	528

Zahlentafel 2.

Die spezifische Wärme beim Sättigungspunkt: $(c_p)_s \times 10^3 \left[\frac{WE}{^0C}\right]$.

P [at] =	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
nach Knoblauch und Jakob	463	480	513	548	583	621	660	704	751	807	865
nach Davis	483	499	536	574	613	650	689	727	763	802	839
nach Levy*)	474	492	509	520	527	534	537	541	543	545	549
nach Knoblauch und Hilde Mollier	—	506	533	566	603	—	—	—	—	—	—
nach Jakob (s. Zahlentafel 1)	482	499	533	566	600	637	673	710	749	789	834

*) Herbert Levy, Thermodynamische Behandlung einiger Eigenschaften des Wassers und des Wasserdampfes. Inaug.-Diss., Berlin 1910. Derselbe, Verhandl. d. deutsch. phys. Ges. 1911 Jahrgang 13 S. 926.

betragen bis 10 at weniger als 2 vT. Dagegen stimmen die nach der Davisschen Formel gewonnenen Werte für höhere Drücke weniger gut mit den von Schüle[1]) aus den Volumenbestimmungen von Ramsay und Young abgeleiteten Zahlengrößen überein. Bei 20 at ist nach Davis $r = 453{,}8$, nach Schüle $r = 457{,}4$. Immerhin dürfte dieser Unterschied von 8 vT innerhalb der Grenzen der nach Ramsay und Young erreichbaren Genauigkeit liegen, so daß es wohl berechtigt scheint, die Davissche Formel von 1 bis 20 at zugrunde zu legen.

Außer dem Wärmeinhalt bei Sättigung ist nun noch die Ueberhitzungswärme zu bestimmen. Zu diesem Zwecke wurden aus Fig. 1 die Flächen zwischen Abszissenachse und Isobaren mit der Sättigungstemperatur als unterer Grenze ausgemessen; die so gewonnenen Ueberhitzungswärmen $i - i_s = \int_{t_s}^{t} c_p\, dt$ sind in Zahlentafel 4 zusammengestellt.

[1]) W. Schüle, Z. 1911 S. 1561

Aus Zahlentafel 4 ist ferner in üblicher Weise die mittlere spezifische Wärme $(c_p)_m = \frac{1}{t - t_s} \int_{t_s}^{t} c_p\, dt$ berechnet; die Werte $(c_p)_m$ sind in Zahlentafel 5 wiedergegeben. Endlich ist durch Addition der Werte i_s (Zahlentafel 3) und $i - i_s$ (Zahlentafel 4) der Wärmeinhalt i (Zahlentafel 6) erhalten worden.

Aus Zahlentafel 6 ist ersichtlich, daß bis 550° in der Tat für konstante Temperatur i mit zunehmendem Druck abnimmt, daß unser c_p-System also der auf S. 1982 r. Sp. aufge-

Zahlentafel 3.
Berechnung des Wärmeinhaltes i_s des gesättigten Wasserdampfes.

P [at]	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
q [WE] . .	99.1	119,9	143,8	159,3	171,2	181,2	189,5	197,0	203,7	209,8	215,4
r [»] . .	539,4	525,6	509,7	498.4	489,6	481.9	475,3	469,2	463,7	458,6	453,8
i_s [»] . .	638,6	645,5	653,6	657,9	661,0	663,4	665.1	666,6	667,8	668,8	669,6
i_s' [»] . .	638.7	645,6	652,6	657.4	661,1	664,0	—	—	—	—	—

Zahlentafel 4.
Die Ueberhitzungswärme $i - i_s = \int_{t_s}^{t} c_p\, dt$ [WE].

P [at]	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$t = 100^0$	0,4										
150	24.8	15,0	3,7								
200	47,8	39,0	29,0	22,4	17,2	12,5	8,2	4,1			
250	71,4	62,8	53,5	47,5	43,0	39,3	36,1	33,3	30,8	28,3	26,1
300	95,1	86,7	77,7	72,1	68,0	64,7	61,9	59,5	57,5	55,6	53,9
350	119,1	110,9	102,1	96,8	92,9	89,9	87,4	85,2	83,5	81,8	80,5
400	143,5	135,3	126,7	121,6	118,0	115,1	112,9	110,9	109,4	108,0	106,9
450	168,2	160,1	151,7	146,7	143,2	140,6	138,5	136,7	135,3	134,1	133,2
500	193,3	185,3	177,0	172,2	168.8	166,2	164,3	162,6	161,4	160,2	159,4
550	218,9	210,9	202,7	197,9	194,6	192,1	190.3	188,7	187,5	186,5	185,7

Zahlentafel 5.
Die mittlere spezifische Wärme $(c_p)_m \times 10^3 \left[\frac{\text{WE}}{^0\text{C}}\right]$.

P [at]	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$t = t_s$	482	499	533	566	600	637	673	710	749	789	834
$t = 150^0$	477	492	527								
200	474	485	509	535	565	599	639	707			
250	473	482	499	517	586	554	574	596	621	647	676
300	474	480	495	508	522	536	548	562	578	592	608
350	475	481	493	504	515	526	536	548	559	570	581
400	477	482	493	503	512	522	530	539	548	557	566
450	480	484	494	503	511	519	527	535	542	550	558
500	483	487	496	504	511	518	525	532	539	546	552
550	485	489	498	505	512	518	524	530	537	542	548

Zahlentafel 6. Der Wärmeinhalt i [WE].

P [at]	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$t = t_s$	638,6	645,5	653,6	657,9	661.0	663,4	665.1	666,6	667,8	668,8	669,6
$t = 150^0$	662,9	660.5	657,4								
200	686,4	684,5	682,6	680,3	678,1	675,9	673,3	670,7			
250	710,0	708,4	707,1	705,4	704,0	702,7	701,2	699,8	698,6	697,1	695,7
300	733,7	732,3	731.3	730,0	729,0	728,1	727,0	726,1	725,3	724,4	723,5
350	757,7	756,4	755,7	754,7	753,9	753,2	752,5	751,8	751,3	750,7	750,1
400	782,1	780,8	780.3	779,5	778,9	778,5	778,0	777,5	777,2	776,8	776,5
450	806,8	805,6	805,3	804.6	804,2	803,9	803,6	803,3	803,1	802,9	802,8
500	831,9	830.8	830,6	830,0	829,7	829,6	829,4	829,2	829,2	829,1	829,1
550	857,5	856.4	856,3	855,8	855,5	855,5	855,4	855,3	855.3	855,3	855,4

stellten Forderung genügt. Bei 550° beträgt der Unterschied in i zwischen 1 und 20 at noch 2,1 WE; die Abnahme von i mit zunehmendem Druck ist unregelmäßig, da der Unterschied in die Genauigkeitsgrenzen der i-Werte fällt. Singngemäße Verlängerung der Isobaren, Fig. 1, nach höheren Temperaturen führt zu einem mutmaßlichen Schnittpunkt oder Zusammenfließen aller Isobaren bei etwa 920° C. Die Fläche zwischen der Isobare für 1 at und jener für 20 at, von 550°C bis 920°C ausgemessen, ergibt rd. 2 WE. Bei 920°C ist also i für alle Drücke als gleich anzunehmen. Diese Temperatur kann daher als Ausgangstemperatur t_0 für die Berechnung von v nach Gl. (6) zugrunde gelegt werden, ohne daß ein wesentlicher Fehler zu erwarten ist.

III. Das spezifische Volumen.

1) **Zeichnerische Bestimmung von R und v aus c_p.** Aus dem in Fig. 1 und Zahlentafel 1 gegebenen und im Abschnitt II begründeten System der c_p-Werte ist das zur Zustandsgleichung $v = \frac{BT}{p} - R$ gehörige Restglied

$$R = \frac{1}{A}\int_{T_0}^{T}\int_{T_0}^{T}\frac{1}{T}\frac{\partial c_p}{\partial p}\,d\,T^2$$

(s. Gl. (6)) folgendermaßen zeichnerisch bestimmt worden:

a) Aus dem Isobarensystem der Figur 1 $(c_p)_p = f(t)$ wurde ein System von Isobaren

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial p}\right)_p = g\,(t)$$

entwickelt. Es stellte sich dabei heraus, daß es bis auf wenige Punkte (die einer kleinen Berichtigung bedürfen) genügt, die Differenz $(\Delta c_p)_T$ zweier benachbarter Isobaren der Figur 1 zu bilden und durch deren Druckdifferenz $\Delta p = 20000$ [kg/qm] zu dividieren, um $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ für den mittleren Druck zu erhalten. So ergab sich ein Isobarensystem $g\,(t)$, welches mit 1 at beginnt und um je 2 at bis 19 at fortschreitet.

b) Aus dem zeichnerisch ausgeglichenen System $g\,(t)$ wurde durch Division mit $A\,T = \frac{T}{427}$ eine Tafel von Werten $\frac{1}{AT}\frac{\partial c_p}{\partial p}$ erhalten, die ebenfalls als ein Isobarensystem

$$\left(\frac{1}{A\,T}\frac{\partial c_p}{\partial p}\right)_p = h\,(t)$$

dargestellt wurde.

c) Jede Kurve dieses letzteren Systems wurde dann vom Schnittpunkt der Isobaren bei t_0 = rd. 920°C oder T_0 = rd. 1200° abs. bis zu verschiedenen Temperaturen zwischen T_0 und der Sättigungstemperatur T_s planimetriert. Es ergab sich eine Tafel von Werten $\int_{T_0}^{T}\frac{1}{AT}\frac{\partial c_p}{\partial p}\,d\,T$, die wieder als ein Isobarensystem $j\,(t)$ aufgezeichnet und zeichnerisch ausgeglichen wurde.

d) In ganz gleicher Weise und zwischen den gleichen Grenzen wurde nun das System $j\,(t)$ planimetriert. Das Ergebnis sind die Werte des Restgliedes $R = \frac{1}{A}\int_{T_0}^{T}\int_{T_0}^{T}\frac{1}{T}\frac{\partial c_p}{\partial p}\,d\,T^2$, die in Zahlentafel 7 wiedergegeben sind.

e) Endlich wurde mit diesen Werten R und der Gaskonstanten für Wasserdampf $B = 47{,}06$ nach Gl. (6) v berechnet. Die v-Werte, die das Endergebnis unserer Untersuchung darstellen, sind in Zahlentafel 8 mitgeteilt.

2) **Das $\frac{pv}{T}$, p-Diagramm und das $\frac{pv}{T}$, T-Diagramm.** Zur anschaulichen Darstellung der Abweichungen der Zustandsbeziehung vom idealen Gasgesetz führe ich zwei Diagramme ein, deren Abszissen p und T, deren Ordinaten Größen $\frac{pv}{T}$ sind[1]). Die aus Zahlentafel 7 berechneten Werte $\frac{pR}{T}$ sind demnach in Fig. 2, dem $\frac{pv}{T}$, p-Diagramm, zu Isothermen und in Fig. 3, dem $\frac{pv}{T}$, T-Diagramm, zu Isobaren zusammengefaßt. Während im Amagatschen pv, p-Diagramm jede Isotherme des idealen Gases eine andre wagerechte Gerade ist, fallen in unserm $\frac{pv}{T}$, p-Diagramm alle Isothermen des idealen Gases in eine und dieselbe Wagerechte zusammen. Denkt man sich die Abszissenachse in Fig. 2 und 3 um $B = 47{,}06$ unter der eingezeichneten oberen Wagerechten, so stellen die Kurven die Größen $\frac{pv}{T}$ dar, während sie, bezogen auf die eingezeichnete Achse, das

[1]) Das nach Amagats Vorgang vielfach benutzte $p\,v$, p-Diagramm erfordert sehr viel Platz, wenn es — wie im vorliegenden Falle — weite Druck- und Temperaturbereiche umfassen und die kleinen Abweichungen vom idealen Gasgesetz genügend deutlich erkennen lassen soll.

Zahlentafel 7.

Das Restglied R der Zustandsgleichung $v = \frac{BT}{p} - R\left[\text{in } \frac{\text{ltr}}{\text{kg}}\right]$.

P [at] =	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19
t_s [°C] =	99,1	132,9	151,1	164,2	174,6	183,2	190,8	197,4	203,1	208,9
$t = t_0$	23,00	18,55	16,60	15,45	14,50	13,85	13,25	12,95	12,60	12,25
$t = 110^0$	20,85									
120	19,20									
130	17,60									
140	16,25	17,40								
150	15,10	15,95								
$t = 160^0$	14,05	14,60	15,25							
170	13,10	13,50	13,95	14.50						
180	12,25	12,50	12,80	13,20	13,70					
190	11,45	11,65	11,85	12.10	12,50	12,90				
200	10,70	10,85	11,00	11,20	11,45	11,70	12,10	12,50		
$t = 220^0$	9,35	9,50	9,60	9,70	9,85	10,00	10,15	10.35	10,60	10,85
240	8,20	8,30	8,40	8,45	8,55	8,65	8,75	8,90	9,00	9,10
260	7,20	7,30	7,35	7,40	7,45	7,55	7,60	7,70	7,80	7,85
280	6,40	6,45	6,50	6,55	6,60	6,65	6,70	6,75	6,80	6,85
300	5,60	5,65	5,65	5,70	5,75	5,80	5,85	5,90	5,95	6,00
$t = 350^0$	4,00	4,00	4,05	4,05	4,10	4,10	4,15	4,15	4,20	4,25
400	2,80	2,80	2,80	2,85	2,85	2,85	2,90	2,90	2,95	2,95
450	1,90	1.90	1,90	1,90	1,95	1.95	1,95	1,95	2,00	2,00
500	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35
550	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,90	0,90	0,90

Zahlentafel 8.

Das spezifische Volumen $v \left[\frac{\text{cbm}}{\text{kg}}\right]$.

P [at]	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19
$t = t_s$	1,7281	0,6182	0,3826	0,2785	0,2195	0,1813	0,1546	0,1346	0,1193	0,1071
$t = 110^0$	1,7816									
120	1,8302									
130	1,8789									
140	1,9273	0,6305								
150	1,9755	0,6476								
$t = 160^0$	2,0237	0,6646	0,3923							
170	2,0716	0,6814	0,4030	0,2833						
180	2,1196	0,6981	0,4136	0,2913	0,2232					
190	2,1674	0,7146	0,4239	0,2992	0,2296	0,1852				
200	2,2152	0,7311	0,4342	0,3068	0,2359	0,1906	0,1591	0,1359		
$t = 220^0$	2,3107	0,7639	0,4544	0,3217	0,2479	0,2009	0,1683	0,1443	0,1259	0,1113
240	2,4060	0,7964	0,4744	0,3364	0,2597	0,2108	0,1770	0,1520	0,1330	0,1180
260	2,5011	0,8288	0,4942	0,3509	0,2712	0,2205	0,1853	0,1595	0,1397	0,1242
280	2,5960	0,8611	0,5140	0,3653	0,2826	0,2300	0,1935	0,1668	0,1463	0,1302
300	2,6909	0,8932	0,5337	0,3795	0,2939	0,2393	0,2016	0,1739	0,1527	0,1359
$t = 350^0$	2,9279	0,9733	0,5824	0,4147	0,3217	0,2621	0,2214	0,1913	0,1683	0,1501
400	3,1643	1,0529	0,6306	0,4496	0,3491	0,2850	0,2407	0,2109	0,1834	0,1637
450	3,4006	1,1323	0,6786	0,4842	0,3762	0,3074	0,2597	0,2248	0,1981	0,1771
500	3,6364	1,2113	0,7262	0,5184	0,4029	0,3294	0,2785	0,2412	0,2126	0,1901
550	3,8722	1,2902	0,7738	0,5568	0,4295	0,3512	0,2971	0,2573	0,2269	0,2029

Fig. 2. $\frac{p\,v}{T}$, p-Diagramm.

Fig. 3. $\frac{p\,v}{T}$, T-Diagramm.

Restglied $\frac{R\,p}{T}$ der Zustandsgleichung von der Form $\frac{p\,v}{T} = B - \frac{R\,p}{T}$ bedeuten. Die Ordinaten dieser Diagramme veranschaulichen also unmittelbar die Abweichung vom idealen Gasgesetz. Die größte Abweichung in unserem Untersuchungsbereiche, nämlich die im Sättigungspunkt bei 19 at, beträgt, wie man sieht, rd. 5 gegenüber dem Wert der Gaskonstanten $B = 47{,}06$, also etwa 10 vH. Die eingezeichnete Wagerechte bedeutet in Fig. 2 die Isotherme für $t =$ rd. 920° C, in Fig. 3 die Isobare für $p = 0$.

3) Ueber die allgemeine Form der Zustandsgleichung. R. Linde und andre Forscher haben Zustandsgleichungen von der Form

$$\frac{p\,v}{T} = B - F(p)\,G(T) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

aufzustellen versucht. An die Stelle einer Zustandsgleichung treten bei uns im Sinne der zeichnerischen Behandlung der Aufgabe die Figuren 2 und 3. Dabei erkennt man aus Fig. 2, daß $F(p)$ etwa nach wachsenden Potenzen von p und $G(T)$ nach solchen von $\frac{1}{T}$ zu entwickeln wäre. Unser System ließe sich nun leicht mit einer Genauigkeit von etwa 10 vH in R nach Gl. (10) darstellen, also mindestens so genau, wie wir R bestimmt haben. Eine solche Darstellung

Zahlentafel 9.

Das spezifische Volumen **v** nach **Jakob** (v_J) und nach R. Linde (v_L)

P [at]		1	3	5	7	9	11	13	15	17	19
$t = t_s$	$v_J =$	1,7281	0,6182	0,3826	0,2785	0,2195	0,1813	0,1546	0,1346	0,1193	0,1071
	$v_L =$	1.7260	0,6173	0,3820	0,2782	0,2190	0,1810	0.1543	0.1344	0,1190	0,1068
$t = 130^0$	$v_J =$	1,8789									
	$v_L =$	1,8783									
$t = 160^0$	$v_J =$	2,0237	0,6646	0,3923							
	$v_L =$	2,0245	0.6643	0,3918							
$t = 190^0$	$v_J =$	2,1674	0,7146	0,4239	0,2992	0,2296	0,1852				
	$v_L =$	2,1695	0,7152	0,4240	0,2990	0,2293	0,1848				
$t = 220^0$	$v_J =$	2,3107	0,7639	0,4544	0,3217	0,2479	0,2009	0,1683	0,1443	0.1259	0,1113
	$v_L =$	2.3137	0.7653	0,4550	0.3223	0,2483	0.2011	0,1683	0,1441	0,1256	0.1108
$t = 250^0$	$v_J =$	2,4535	0,8127	0,4844	0,3437	0,2655	0,2157	0,1812	0,1558	0,1364	0,1210
	$v_L =$	2,4571	0,8147	0,4860	0,3450	0,2665	0,2165	0.1818	0,1563	0,1368	0,1213
$t = 300^0$	$v_J =$	2,6909	0,8932	0,5337	0,3795	0,2939	0,2393	0,2016	0.1739	0,1527	0,1359
	$v_L =$	2,6954	0.8960	0.5361	0,3817	0.2959	0.2412	0,2034	0,1755	0,1543	0,1374

hätte aber nur dann einen Wert, wenn die zweimalige Differentiation von v nach T gemäß Gl. (1) auf c_p-Werte führte, die mit unsern Ausgangswerten in guter Uebereinstimmung stünden. Es zeigt sich aber, daß dies nicht der Fall ist, daß vielmehr durch diese Art der Darstellung ein systematischer Fehler in die Zustandsgleichung eingeht, und zwar derselbe Fehler, den alle Zustandsgleichungen von der Form der Gleichung (10) zu haben scheinen. Nach der Zustandsgleichung von R. Linde[1]) z. B., welche die v-Werte so vorzüglich wiedergibt, würde folgen, daß $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ bei 19 at für alle Temperaturen 1,38-mal so groß ist wie bei 1 at, während es nach Fig. 1 und Zahlentafel 1 z. B. bei 220° über 6 mal so groß, bei 550° etwa gleich groß ist wie bei 1 at[2]). Ebensolche Unstimmigkeiten haben sich gezeigt beim Versuch, unser System durch eine Zustandsgleichung von der Form der Gleichung (10) auszudrücken. Dagegen führte die für mehrere Punkte ausgeführte zeichnerische zweifache Differentiation nach Gl. (1) (mit der in Abschnitt I, 2 gemachten, die Genauigkeit dieses Verfahrens betreffenden Einschränkung) auf die c_p-Werte zurück, von denen wir ausgegangen waren. Dies zeigt:

a) daß es nicht an unsern R- und v-Werten liegt, wenn man mit einer Gleichung wie Gl. (10) nicht die ursprünglichen c_p-Werte errechnen kann, sondern

b) daß zu diesem Endzwecke die Zustandsgleichung statt der einfachen Form der Gleichung (10) die verwickeltere Form der Gleichung (11) haben müßte:

$$\frac{p\,v}{T} = B - H(p, T) \qquad . \quad . \quad . \quad . \quad (11);$$

c) wie vorsichtig man vorgehen muß, wenn man aus einer empirisch gewonnenen Formel durch Differenzieren Schlüsse ziehen will. Der gewiß nicht einfache Versuch der Aufstellung einer Zustandsgleichung von der Form der Gleichung (11), welche von den v-Werten zu den richtigen c_p-Werten führen und also mehr leisten würde als die bisher bekannten Gleichungen und als das zeichnerische Verfahren, überstiege den Rahmen dieser Arbeit, die sich gerade mangels geeigneter Gleichungen darauf beschränkt hat, den Uebergang von c_p zu v auf zeichnerischem Wege zu versuchen.

4) Vergleich der berechneten v-Werte mit den durch Versuche bestimmten v-Werten. Dagegen muß noch geprüft werden, wie unsere Ergebnisse mit unmittelbar gewonnenen Versuchswerten übereinstimmen. Zum Vergleich mit den von Knoblauch, Linde und Klebe (a. a. O.) durch Versuche bestimmten Werten von v sind die aus der R. Lindeschen Zustandsgleichung berechneten v-Werte in einem Bereich, der etwa als Geltungsbereich dieser Zustandsgleichung angesprochen werden kann, in Zahlentafel 9 mit unsern Werten zusammengestellt[1]). Der stark umränderte Teil dieser Zahlentafel entspricht dem eigentlichen Meßbereich der v-Bestimmung von Knoblauch, Linde, Klebe. In diesem Bereich ist die Abweichung unserer v-Werte von den Lindeschen durchaus geringer als 2,5 vT. Die absolute Genauigkeit der Lindeschen Werte dürfte etwa 2 vT betragen. Die Uebereinstimmung ist also ganz vorzüglich. Für höhere Drücke werden im Ueberhitzungsgebiet die Abweichungen von den aus der Lindeschen Gleichung berechneten v größer, wohl hauptsächlich deshalb, weil nach dieser Gleichung das Restglied schon bei 405° C gleich 0 wird, bei uns erst bei 920° C. Immerhin beträgt der Unterschied bei 19 at und 300° C erst 1,1 vH. Es mag noch erwähnt werden, daß unsere Abweichungen von R. Lindes Gleichung bei Sättigung und hohen Drücken in dem Sinne liegen, daß unsere v sich den von Schüle[2]) nach Ramsay und Young neu berechneten Werten etwas nähern. Der Unterschied unseres Wertes bei 19 at und Sättigungstemperatur von Schüles Wert beträgt aber immer noch 1,4 vH. Dieser Unterschied liegt an der Grenze der nach unserem Verfahren erreichbaren Genauigkeit. Denn das Restglied R beträgt hier mehr als 10 vH von v und ist höchstens mit einer Genauigkeit von 10 vH bestimmt, da auch $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ um soviel unsicher ist. Dies macht aber in v gerade etwas über 1 vH aus. Nach alledem sind unsere v-Werte — in den Grenzen des Möglichen — in Uebereinstimmung mit den besten unmittelbaren v-Bestimmungen.

Zusammenfassung.

Es wird versucht, den durch die bekannte Gleichung $\frac{\partial c_p}{\partial p} = -A\,T\,\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}$ (1) gegebenen Zusammenhang zwischen der spezifischen Wärme und dem spezifischen Volumen des überhitzten Wasserdampfes zahlenmäßig darzustellen, und zwar aus einem System von c_p-Werten das System der v-Werte zu entwickeln.

Mangels brauchbarer Gleichungen für c_p wird die partielle Differentialgleichung (1) rein zeichnerisch gelöst.

Als Unterlage dient ein System der Werte c_p für Drücke

[1]) s. S. 1980 Fußnote 2 und 4.

[2]) Nach der Nernst-Levyschen Zustandsgleichung hat H. Levy a. a. O. gefunden, daß $\frac{\partial c_p}{\partial p}$ für 19 at bei 220° etwa 2½ mal so klein sei wie für 1 at. Seine c_p-Werte in Sättigungsnähe nehmen ganz allgemein mit zunehmendem Druck immer weniger zu. Es ist aber schon auf S. 1982 r. Sp. dargelegt worden, daß die c_p-Werte von H. Levy in Sättigungsnähe wenig Vertrauen verdienen.

[1]) Die Gleichung von R. Linde gibt die v-Werte von Knoblauch, Linde, Klebe fehlerfrei wieder.

[2]) W. Schüle, Z. 1911 S. 1506.

bis 20 at und Temperaturen bis 550° C, das nach den Versuchen von Knoblauch-Jakob-Hilde Mollier und mit Berücksichtigung der Forschungen von Davis neu entworfen worden ist.

Die zeichnerische Behandlung dieses c_p-Systemes nach Gl. (1) erfordert die einmalige Differentiation eines Kurvensystemes nach p und die doppelte Integration jeder Kurve eines Kurvensystemes zwischen verschiedenen Grenzen nach T.

Das Ergebnis dieser Differenzbildungen und Planimetrierungen sind die Werte des Restgliedes R der Zustandsgleichung $v = \frac{BT}{p} - R$ (3). Aus R und der Gaskonstanten für Wasserdampf $B = 47{,}06$ ist v unmittelbar berechnet worden.

Der Vergleich dieser berechneten v-Werte mit den besten v-Bestimmungen durch Versuche zeigt, daß unsere mittelbare Bestimmung kaum wesentlich ungenauer ist. Sie erstreckt sich zudem über einen sehr weiten Druck- und Temperaturbereich.

Die wichtigen Größen c_p, $(c_p)_m$, i, R, v sind in Zahlentafeln und Kurventafeln wiedergegeben.

Berechnung gewölbter Platten.[1]

Von Ingenieur **Huldreich Keller** in Zürich.

Das vorliegende Verfahren soll den Weg für eine angenäherte Berechnung gewölbter Platten zeigen. Sein Hauptkennzeichen liegt darin, daß man die Differentialgleichungen, auf die man im Gange der Rechnung gelangt, durch das angenäherte »Rechnen mit kleinen Differenzen« löst, wie ich dies schon bei einer früheren Arbeit über »Berechnung von Radscheiben« getan habe[2]).

Die Berechnung soll die Möglichkeit schaffen, in einer als Drehkörper durchgebildeten, gewölbten (oder ebenen) Platte, welche von einer Seite durch einen Gas- oder Flüssigkeitsdruck belastet ist, in jedem Punkte die Beanspruchung und die Formänderung zu ermitteln. Es kommen also Platten in Frage, wie sie als Deckel und Zwischenböden in Dampfturbinen, als Böden von Dampfkesseln oder andern Hochdruckgefäßen verwendet werden.

Das Verfahren setzt voraus, daß die Dicke der Platte im Verhältnis zum Krümmungshalbmesser des Meridians klein, das Material durchaus gleichartig und jede schroffe Querschnittsänderung vermieden sei. Ferner soll die Formänderung entsprechend der für den gebogenen Balken aufgestellten Bernoullischen Annahme derart vor sich gehen, daß alle Punkte der Platte, die vor der Biegung auf einer zur Plattenmittelfläche senkrechten Geraden lagen, auch nach der Durchbiegung auf einer Geraden liegen, die zur Mittelfläche senkrecht steht[3]).

Fig. 1.

1) Eine ausführliche Behandlung dieses Themas ist im Forschungsheft Nr. 124 erschienen. Es ist dies eine von der Eidg. techn. Hochschule in Zürich genehmigte Promotionsarbeit zur Erlangung der Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften.

2) Siehe Schweizerische Bauzeitung vom 27. Oktober 1909 S. 307 und »Die Turbine« vom 5. Dezember 1909 S. 88.

3) Dies trifft für gußeiserne gewölbte Platten nur annäherungsweise zu. Vergl. Bach, »Elastizität und Festigkeit« 1902 S. 504 u. f. über »gekrümmte, stabförmige Körper«.

In die Rechnung werden folgende Bezeichnungen eingeführt, vergl. Fig. 1:

x in cm Abstand des auf der Meridian-Mittelfaser $\widehat{JA_1}$ gelegenen zu untersuchenden Punktes A von der Symmetrieachse z-z der Platte

h in cm Dicke der Platte beim Punkt A

η in cm Abstand eines auf dem durch A gehenden Krümmungshalbmesser des Meridians gelegenen Punktes C von A

ϱ in cm Krümmungshalbmesser der Meridian-Mittelfaser im Punkt A

φ Winkel zwischen diesem Krümmungshalbmesser und der Symmetrieachse

$\Delta\varphi$ ψ Aenderung dieses Winkels φ bei der Durchbiegung

$\Delta(d\varphi)$ $d\psi$ Aenderung des Winkelelementes $d\varphi$

$\omega = \frac{\Delta(d\varphi)}{d\varphi}$ spezifische Aenderung des Winkelelementes

p in kg/qcm der gleichmäßig verteilte, einseitige Ueberdruck, senkrecht auf die Platte wirkend. Für eine gedrängte Belastung P wären diejenigen Glieder der Rechnung, in denen sonst p vorkommt, sinngemäß zu ändern. Ein Gleiches gilt für ein Zusammenwirken einer gleichmäßig verteilten Belastung p und einer gedrängten Last P

σ_r in kg/qcm die Normalspannung in einem den Berechnungspunkt C enthaltenden Flächenelement, das auf dem durch den Punkt A bezw. C senkrecht zur Plattenwölbung geführten Kegel liegt, dessen Symmetrieachse mit derjenigen der Platte zusammenfällt. σ_r ist mit der Meridian-Mittelfaser gleichgerichtet. Der Hauptsache nach verläuft sie »radial«. Wir wollen diesen Wert deshalb abkürzungshalber als »Radialspannung« bezeichnen, dies in Anlehnung an die oben erwähnte Scheibenberechnung

σ_t in kg/qcm die Normalspannung (Hauptspannung) im Meridianschnitt; sie verläuft tangential zum Parallelkreis und soll deshalb »Tangentialspannung« heißen

τ in kg/qcm die Schubspannung in dem Flächenelement, auf welches σ_r senkrecht wirkt

E in kg/qcm der Elastizitätsmodul des Plattenmaterials.

In Fig. 1 ist ein Meridianschnitt durch einen von der konkaven Seite, also im »positiven« Sinn, mit der spezifischen Pressung p belasteten Deckel gezeichnet. Durch diese Belastung p erfährt ein im Abstand x von der Symmetrieachse z-z liegendes Element der im Meridianschnitt liegenden Mittelfaser in Richtung dieser Faser die spezifische Verlängerung ε_{r_0}, ein im Abstand η von der Mittelfaser liegendes parallel zum ersteren gerichtetes Faserelement die spezifische Verlängerung ε_r. Diese Verlängerungen werden bedingt durch die an diesen Stellen herrschenden »Radialspannungen« σ_{r_0} in der Mittelfaser bezw. σ_r im Abstand η hiervon und die »Tangentialspannungen« σ_{t_0} bezw. σ_t.

1) Berechnung der spezifischen Verlängerung ε.

Die oben gemachte Annahme, daß die Plattendicke im Verhältnis zum Krümmungshalbmesser des Meridianschnittes

gering sei, hat zur Folge, daß die spezifischen Dehnungen der Meridianfasern in einem linearen Verhältnis zu ihrem Abstand η von der Mittelfaser angenommen werden können, gleichwie in einem gekrümmten Balken[1]):

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{r_0} + (\omega - \varepsilon_{r_0}) \frac{\frac{\eta}{\varrho}}{1 + \frac{\eta}{\varrho}}.$$

Um die Rechnung zu vereinfachen und dadurch den praktischen Bedürfnissen anzupassen, wollen wir verschiedene Annäherungen zulassen: Die Dicke h der Platte soll im Verhältnis zum Krümmungshalbmesser ϱ gering sein. Dann dürfen wir setzen:

$$\varrho + \eta \infty \varrho; \quad \left(1 + \frac{\eta}{\varrho}\right) \infty 1.$$

Hierdurch vereinfacht sich unsere Gleichung für ε_r auf

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{r_0} + \omega \frac{\eta}{\varrho} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

2) Berechnung der spezifischen Verlängerung ε_t im Parallelkreis vom Halbmesser ξ und dem Abstand η von der Mittelfaser.

In Fig. 2 ist in vergrößertem Maße dargestellt, wie der Meridianschnitt aus seiner anfänglichen Lage AB bei der Belastung in die Lage $A'B'$ verschoben wird. Dabei vergrößern sich die Halbmesser der durch den Mittelpunkt A und den im Abstand η davon gelegenen Punkt C gehenden Parallelkreise von den Anfangswerten x und ξ auf die Endwerte $(x + \Delta x)$ und $(\xi + \Delta \xi)$. Hierbei erfährt der durch den Punkt C bezw. C' gehende Parallelkreis eine spezifische Dehnung

Fig. 2.

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(\xi + \Delta\xi) - 2\pi\xi}{2\pi\xi} = \frac{\Delta\xi}{\xi}.$$

Nun ist gemäß Fig. 2

$$\xi = x + \eta \sin\varphi.$$

Durch Differenzieren dieser Gleichung erhält man für die Zunahme von ξ den Ausdruck:

$$\Delta\xi = \Delta x + \Delta\eta \sin\varphi + \eta \cos\varphi \, \Delta\varphi.$$

Wegen der Kleinheit von η und der daraus folgenden Kleinheit von $\Delta\eta$ wird auf der rechten Seite der zweite Summand gegenüber den beiden andern Summanden vernachlässigt, und es bleibt noch

$$\Delta\xi = \Delta x + \eta \, \Delta\varphi \cos\varphi.$$

Wird dieser Wert in die Gleichung $\varepsilon_t = \frac{\Delta\xi}{\xi}$ eingesetzt, so erfolgt:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta x + \eta \, \Delta\varphi \cos\varphi}{x + \eta \sin\varphi}.$$

Mit hinreichender Annäherung dürfen wir setzen $x + \eta \sin\varphi \infty x$; ferner ist $\frac{\Delta x}{x} = \varepsilon_{t_0}$, wo ε_{t_0} die spezifische Dehnung des durch den Punkt A, d. h. im Abstand $\eta = 0$ von der Mittelfaser, gezogenen Parallelkreises ist. Dadurch vereinfacht sich der Ausdruck für ε_t auf die Form:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{t_0} + \frac{\eta}{x} \Delta\varphi \cos\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Hierin ist aber vorläufig weder ε_{t_0} noch $\Delta\varphi$ bekannt.

3) Berechnung der im Punkt C herrschenden »Radialspannung« σ_r und »Tangentialspannung« σ_t.

Die Elastizitätslehre[2]) gibt zwischen den Dehnungen und Spannungen die Beziehungen:

$$\sigma_r = \frac{mE}{m^2 - 1}[m\,\varepsilon_r + \varepsilon_t]; \qquad \sigma_t = \frac{mE}{m^2 - 1}[\varepsilon_r + m\,\varepsilon_t],$$

wo m das Verhältnis der spezifischen Längsdehnung zur linearen Querzusammenziehung bedeutet[1]).

Wir setzen
$$c = \frac{mE}{m^2 - 1}.$$

Unter Verwendung der Gleichungen (1) und (2) erhalten wir

$$\sigma_r = c\left[m\,\varepsilon_{r_0} + m\,\omega\frac{\eta}{\varrho} + \varepsilon_{t_0} + \frac{\eta}{x}\Delta\varphi\cos\varphi\right]$$

$$\sigma_t = c\left[\varepsilon_{r_0} + \omega\frac{\eta}{\varrho} + m\,\varepsilon_{t_0} + m\frac{\eta}{x}\Delta\varphi\cos\varphi\right].$$

Setzen wir in diesen beiden Gleichungen $\eta = 0$, so erhalten wir als Sonderfälle die Normalspannungen im Abstand x von der Symmetrieachse und in der jeweiligen Mittelfaser der Meridian- und der Parallelkreisfasern:

$$\sigma_{r_0} = c\,[m\,\varepsilon_{r_0} + \varepsilon_{t_0}]$$
$$\sigma_{t_0} = c\,[\varepsilon_{r_0} + m\,\varepsilon_{t_0}].$$

Berücksichtigen wir ferner, daß

$$\omega = \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi}; \quad \frac{\omega}{\varrho} = \frac{\Delta d\varphi}{\varrho\, d\varphi} = \frac{\Delta d\varphi}{ds}; \quad ds = \frac{dx}{\cos\varphi}; \quad \Delta d\varphi = d\psi,$$

so gehen die Gleichungen für σ_r und σ_t über in die Form:

$$\sigma_r = \sigma_{r_0} + c\,\eta\cos\varphi\left[m\frac{d\psi}{dx} + \frac{\psi}{x}\right] \quad . \quad . \quad (3)$$

$$\sigma_t = \sigma_{t_0} + c\,\eta\cos\varphi\left[\frac{d\psi}{dx} + m\frac{\psi}{x}\right] \quad . \quad . \quad (4).$$

Setzen wir in diesen beiden Gleichungen als Sonderwerte für η die Grenzwerte $\pm \frac{h}{2}$ ein, so erhalten wir die Spannungen σ_r und σ_t in der Außen- und der Innenfaser der Platte.

Um nun für jeden Punkt der Platte die Werte σ_r und σ_t berechnen zu können, müssen wir vorerst Beziehungen für die Werte σ_{r_0}, σ_{t_0} und ψ aufstellen.

4) Berechnung von σ_{r_0} unter Vermittlung der Gleichgewichtsbedingung der am Plattenelement angreifenden Kräfte.

Wir denken uns gemäß Fig. 3 im Abstand x von der Symmetrieachse aus der Platte ihrer ganzen Höhe nach ein Element in Richtung des Meridians und des Parallelkreises

Fig. 3.

von vorerst unendlich kleinen Grundrißabmessungen herausgeschnitten. Die vier Schnittflächen sollen alle senkrecht zu den Meridian- und Parallelkreis-Mittelfasern des Elementes stehen. Zwei dieser Schnittflächen sollen Ebenen sein, durch die Symmetrieachse gehen und mit einander den Winkel $d\alpha$ einschließen. Senkrecht auf die von ihnen gebildeten Seitenflächen $GCDH$ und $EFKI$ des Plattenelementes wirken die Tangentialspannungen σ_t im Abstand η von der mittleren Meridianfaser bezw. σ_{t_0} in der Mittelfaser selbst, und diese

[1]) Vergl. Bach, »Elastizität und Festigkeit« 1902 S. 472.
[2]) s. Föppl, »Festigkeitslehre« 1909 Band III S. 246.

[1]) z. B. für Stahl: m rd. $^{10}/_3$; für Gußeisen: $m = 5$ bis 9.

haben die Richtung der Tangenten an die bezüglichen Parallelkreise. Die auf diese beiden Seitenflächen wirkenden Resultierenden seien T, welche ebenfalls den Winkel $d\alpha$ miteinander einschließen.

Die beiden andern Schnittflächen für das Plattenelement, nämlich $CDEF$ und $GHIK$, sind eigentlich Kegelflächen, dürfen ihrer Kleinheit wegen jedoch als Ebenen betrachtet werden. Sie schließen mit einander den Winkel $d\varphi$ und mit der Symmetrieachse z-z die Winkel φ und $(\varphi + d\varphi)$ ein. Die in diesen Flächen herrschenden Normalspannungen seien σ_r und $(\sigma_r + d\sigma_r)$ im Abstand η vom mittleren Parallelkreise bezw. σ_{rm} und $(\sigma_{rm} + d\sigma_{rm})$ in den mittleren Parallelkreisen selbst. Sie ergeben die auf die ganzen Flächen wirkenden Resultierenden S und $(S + dS)$.

In den beiden zuletzt betrachteten Schnittflächen wirken außer den Normalspannungen noch Schubspannungen τ und $(\tau + d\tau)$, welche die Resultierenden Sch und $(Sch + dSch)$ erzeugen. Es sei gleich an dieser Stelle hervorgehoben, daß diese in Richtung des Krümmungshalbmessers wirkenden Schubspannungen in der Mitte der Flächen einen höchsten Wert τ_0, am Rand der Flächen, z. B. an den Kanten CF und DE jedoch den Wert 0 haben. Ihr Mittelwert τ_m tritt also nicht in der wagerechten Mittellinie der Seitenfläche $CDEF$ auf; doch wollen wir dies nicht weiter verfolgen, da sich dieser Wert aus der Rechnung ganz eliminieren läßt.

Fig. 4.

Fig. 5.

Weil die Seitenflächen nicht Quadrate, sondern trapezähnliche Flächen sind, so sind die in ihnen wirkenden mittleren Normalspannungen σ_{rm} und σ_{tm} auch nicht genau gleich den in den Mittelfasern herrschenden Spannungen σ_{rm} und σ_{tm}; doch ist der Unterschied so klein, daß wir davon absehen dürfen, ohne einen unzulässigen Fehler zu begehen.

Die Größen der auf die Seitenflächen des Plattenelementes wirkenden Resultierenden ergeben sich als Produkte aus den Flächen und den in ihnen wirkenden mittleren Spannungen.

Wir können für sie folgende Aufstellung machen:

Fläche	mittl. Spannung	Resultierende
$CDEF = x\,d\alpha\,h$:	σ_{rm} (normal):	$S = (xh)\,\sigma_{rm}\,d\alpha$. (5),
$CDEF = x\,d\alpha\,h$:	τ_m (Schub):	$Sch = (xh)\,\tau_m\,d\alpha$. (6),
$CDHG = FEIK = ds\,h$;	σ_{tm} (norm.);	$T = ds\,h\,\sigma_{tm} = \frac{dx}{\cos\varphi}\,h\,\sigma_{tm}$ (7),
$DEIH = \left(x + \frac{dx}{2}\right) d\alpha\,ds = \left(x + \frac{dx}{2}\right)\frac{dx}{\cos\varphi}\,d\alpha$:	p	$P = p\,\frac{dx}{\cos\varphi}\left(x + \frac{dx}{2}\right) d\alpha$ (8).

(Im Ausdruck für P werden wir $\frac{dx}{2}$ gegenüber x nicht vernachlässigen, mit Rücksicht auf die später durchgeführte Rechnung mit endlich kleinen Differenzen statt unendlich kleine Differentiale, weil sonst bei kleinem x der Fehler zu groß würde.)

An Hand von Fig. 4, d. i. der Seitenansicht des Plattenelementes, können wir für dieses Element folgende Gleichgewichtsbedingung für die an ihm wirkenden Kräfte aufstellen: Wir vergleichen die in Richtung der Normalkraft $(S + dS)$ fallenden Komponenten:

$$S + dS = S\cos d\varphi + Sch\sin d\varphi + P\sin\frac{d\varphi}{2} + 2\,T'\cos(\varphi + d\varphi).$$

Berücksichtigen wir wiederum, daß $d\varphi$ sehr klein, so daß $\cos d\varphi \backsim 1$, $\sin d\varphi \backsim d\varphi$, $\cos(\varphi + d\varphi) \backsim \cos\varphi$, so bleibt

$$dS = Sch\,d\varphi + P\frac{d\varphi}{2} + 2\,T'\cos\varphi.$$

Hierin ist T' die in Richtung des Halbmessers x liegende Komponente von T:

$$T' = T\sin\frac{d\alpha}{2} \backsim T\frac{d\alpha}{2} \text{ (vergl. Fig. 5, Grundriß).}$$

Nach Gl. (5) ist

$$S = (xh)\,\sigma_{rm}\,d\alpha,$$

folglich

$$dS = [(xh)\,d\sigma_{rm} + \sigma_{rm}\,d(xh)]\,d\alpha.$$

Unter Verwendung der Gleichungen (6) bis (8) erhalten wir nach Kürzung des Faktors $d\alpha$:

$$(xh)\,d\sigma_{rm} + \sigma_{rm}\,d(xh) = \tau_m\,(xh)\,d\varphi + p\frac{dx}{\cos\varphi}\left(x + \frac{dx}{2}\right)\frac{d\varphi}{2} + h\frac{dx}{\cos\varphi}\,\sigma_{tm}\cos\varphi \quad (9).$$

Fig 6 zeigt uns die Möglichkeit, die mittlere Schubspannung τ_m durch die Normalspannung σ_{rm} und die äußere Belastung p auszudrücken und sie hierdurch aus der Rechnung zu eliminieren.

Fig. 6.

Um die Rechnung nach Möglichkeit zu verallgemeinern, wollen wir eine gewölbte Platte betrachten, welche in der Mitte eine gleichachsige Bohrung vom Halbmesser x_i hat. Aus dieser Platte schneiden wir ein Ringsegment mit dem äußeren Halbmesser x und dem Zentriwinkel $d\alpha$ heraus. Dieser Ringausschnitt ist in Fig. 6 in der Seitenansicht dargestellt. Aus ihr lassen sich folgende Beziehungen ablesen:

$$(x^2 - x_i^2)\,\pi\left(\frac{d\alpha}{2\pi}\right) p = x\,d\alpha\,h\,(\tau_m\cos\varphi + \sigma_{rm}\sin\varphi)$$

$$(xh)\,\tau_m = \frac{p}{2}\left(\frac{x^2 - x_i^2}{\cos\varphi}\right) - (xh)\frac{\sin\varphi}{\cos\varphi}\,\sigma_{rm} \quad . \quad . \quad (10).$$

Die rechte Seite dieser Gleichung werde in Gl. (9) eingesetzt:

$$(xh)\,d\sigma_{rm} + \sigma_{rm}\,d(xh) = \frac{p}{2}\,(x^2 - x_i^2)\frac{dx}{\varrho\cos^2\varphi} - (xh)\,\sigma_{rm}\sin\varphi\frac{dx}{\varrho\cos\varphi} + \frac{p}{2}\frac{dx^2}{\varrho\cos^2\varphi}\left(x + \frac{dx}{2}\right) + h\,dx\,\sigma_{tm}$$

Hieraus finden wir:

$$d\sigma_{rm} = \left\{\begin{array}{l} -\,\sigma_{rm}\left[\frac{d(xh)}{xh} + \sin\varphi\frac{dx}{\varrho\cos^2\varphi}\right] \\ +\,\sigma_{tm}\frac{dx}{x} \\ +\,\frac{p}{2}\frac{1}{(xh)}\frac{dx}{\varrho\cos^2\varphi}\left[x^2 - x_i^2 + dx\left(x + \frac{dx}{2}\right)\right] \end{array}\right\} \text{I. Hauptgleichung.}$$

Diese I. Hauptgleichung hat die Form:

$$d\sigma_{rm} = -\,\sigma_{rm}\,(15) + \sigma_{tm}\,(16) + (24) \quad . \quad . \quad (Ia),$$

wo die eingeklammerten Zahlen Werte bedeuten, die abhängig sind von der Form und der äußeren Belastung der Platte und der Lage des augenblicklich zu untersuchenden Punktes A auf der Mittelfaser des Meridianschnittes.

Kennte man für den Halbmesser x die mittlere Radialspannung $\sigma_{rm\,x}$, so lieferte die Hauptgleichung (I) den Wert für die mittlere Radialspannung $\sigma_{rm\,(x+dx)}$ im Halbmesser $(x + dx)$:

$$\sigma_{rm\,(x+dx)} = \sigma_{rm\,x} + d\sigma_{rm}\Big|_x^{x+dx} \quad . \quad . \quad (11).$$

5) Berechnung von σ_{to}, hergeleitet aus der Dehnung der Platte.

Der Parallelkreis mit dem Halbmesser x, der die gestreckte Länge $(2\pi x)$ hat, dehnt sich um das Stück $\Delta(2\pi x)$, wenn in Richtung der Tangente die spezifische Spannung σ_{to}, senkrecht dazu die Spannung σ_{ro} wirkt, und zwar ist

$$\Delta(2\pi x) = \frac{2\pi x}{E}\left(\sigma_{to} - \frac{\sigma_{ro}}{m}\right);$$

danach:

$$\Delta x = \frac{x}{E}\left(\sigma_{to} - \frac{\sigma_{ro}}{m}\right).$$

Die Differenzierung dieser Gleichung liefert die Dehnung des Halbmesserelementes (dx):

$$\Delta(dx) = \frac{dx}{E}\left(\sigma_{to} - \frac{\sigma_{ro}}{m}\right) + \frac{x}{E}\left(d\sigma_{to} - \frac{d\sigma_{ro}}{m}\right) \quad (12).$$

Fig. 7.

Für diese Dehnung können wir noch einen zweiten Ausdruck aufstellen.

Wir denken uns gemäß Fig. 7 aus der mittleren Meridianfaser im Abstand x von der Symmetrieachse bei A ein Element von der Länge $AD = ds$ herausgegriffen.

Weil

$$dx = ds\cos\varphi,$$

so ist auch die durch die Belastung erfolgte Aenderung von dx

$$\Delta(dx) = \Delta(ds\cos\varphi)$$
$$= \Delta(ds)\cos\varphi + ds\,\Delta(\cos\varphi).$$

Nun ist

$$\Delta(ds) = \frac{ds}{E}\left(\sigma_{ro} - \frac{\sigma_{to}}{m}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (13),$$

$$\Delta(\cos\varphi) = -\sin\varphi\,\Delta\varphi = -\sin\varphi\;\psi \quad . \quad (14),$$

demnach

$$\Delta(dx) = \frac{ds}{E}\left(\sigma_{ro} - \frac{\sigma_{to}}{m}\right)\cos\varphi - ds\sin\varphi\;\psi$$

$$\Delta(dx) = \frac{dx}{E}\left(\sigma_{ro} - \frac{\sigma_{to}}{m}\right) - dx\,\mathrm{tg}\,\varphi\;\psi \quad . \quad (15).$$

Die Aenderung von (dx) folgt aus zweierlei Formänderungen, nämlich der Längenänderung und der Richtungsänderung des Meridianelementes ds.

Durch Gleichsetzen der rechten Seiten der Gleichungen (12) und (15) erhalten wir:

$$\frac{dx}{E}\left(\sigma_{to} - \frac{\sigma_{ro}}{m}\right) + \frac{x}{E}\left(d\sigma_{to} - \frac{d\sigma_{ro}}{m}\right) = \frac{dx}{E}\left(\sigma_{ro} - \frac{\sigma_{to}}{m}\right) - dx\,\psi\,\mathrm{tg}\,\varphi.$$

Es werden beide Seiten dieser Gleichung mit $\frac{E}{x}$ multipliziert und die Klammern aufgelöst:

$$\frac{dx}{x}\sigma_{to} - \frac{dx}{x}\frac{\sigma_{ro}}{m} + d\sigma_{to} - \frac{d\sigma_{ro}}{m} = \frac{dx}{x}\sigma_{ro} - \frac{dx}{x}\frac{\sigma_{to}}{m} - E\frac{dx}{x}\psi\,\mathrm{tg}\,\varphi.$$

Daraus finden wir:

$$d\sigma_{to} = (\sigma_{ro} - \sigma_{to})\left(1 + \frac{1}{m}\right)\frac{dx}{x} - E\,\mathrm{tg}\,\varphi\frac{dx}{x}\psi + \frac{d\sigma_{ro}}{m} \quad \Big\}\ \text{II. Hauptgleichung.}$$

Diese Gleichung hat die Form

$$d\sigma_{to} = (\sigma_{ro} - \sigma_{to})\,(17) - \psi\,(27) + \frac{d\sigma_{ro}}{m} \quad . \quad (\mathrm{II\,a}).$$

Für die nur durch Fliehkräfte beanspruchte umlaufende Scheibe fand ich in meiner darauf bezüglichen, eingangs erwähnten Arbeit die Ausdrücke (in unsere heutige Bezeichnungsweise übersetzt)

$$d\sigma_{ro} = -\sigma_{ro}(\ldots) + \sigma_{to}(\ldots) + (\ldots.),$$

$$d\sigma_{to} = (\sigma_{ro} - \sigma_{to})\left(1 + \frac{1}{m}\right)\frac{dx}{x} + \frac{d\sigma_{ro}}{m}.$$

Der Aufbau der Formel für $d\sigma_{to}$ ist genau der gleiche wie derjenige der heute gefundenen Formel (I) für die Platte, nur daß natürlich für die $(\ldots)$-Ausdrücke andre Werte in Frage kommen. In der Gleichung für $d\sigma_{to}$ kommt laut Gl. (II a) für die Platte gegenüber derjenigen für die umlaufende Scheibe nur noch der Summand $[-\psi\ (27)]$ hinzu. Es ist also möglich, beide Rechnungen miteinander zu vereinigen, wodurch das Mittel an die Hand gegeben wird, eine umlaufende Scheibe zu berechnen, die außer durch Fliehkräfte auch noch durch einen einseitig wirkenden, gleichmäßig verteilten Druck p belastet wird. Derartige Fälle kommen in Ueberdruck- und auch in Gleichdruck-Dampfturbinen vor.

Unter der vorläufig noch unzutreffenden Annahme, man kenne von der Platte für den Halbmesser x die mittlere Tangentialspannung $\sigma_{to,x}$, liefert Hauptgleichung (II) den Wert für die mittlere Tangentialspannung im Halbmesser $(x + dx)$, indem man die Gleichung aufstellt:

$$\sigma_{to(x+dx)} = \sigma_{to\,x} + d\sigma_{to}\Big|_{x}^{x+dx} \quad . \quad . \quad . \quad (16).$$

6) Berechnung von $\frac{d\psi}{dx}$ und ψ unter Benutzung der Momentengleichung.

Wir stellen zu diesem Zweck für das in Fig. 3 axonometrisch dargestellte Körperelement $CDEFGHIK$ die Momentengleichung auf. Als Momentenachse greifen wir die Achse 0-0 heraus, welche im Abstand $(x + dx)$ von der Symmetrieachse zz und senkrecht zu deren Richtung mitten durch die äußere Begrenzungsfläche $GHIK$ des Plattenelementes verläuft. Bei Gleichgewicht muß die Summe aller Momente aller äußeren Kräfte bezogen auf diese Achse 0-0 gleich null sein. An dem Plattenelement wirken folgende äußere Kräfte auf Verdrehung um die Achse 0-0:

a) Auf die der Symmetrieachse zugekehrte Begrenzungsfläche $CDEF$:

die Normalspannungen, deren Wirkung ersetzt werden kann:

1) durch eine im Mittelpunkt der Fläche angreifende Einzelkraft $S = x\,d\alpha\,h\,\sigma_{ro}$, wirkend am Hebelarm $ds\sin(d\varphi)$;

2) ein Moment M_{σ_r}, auf das wir noch zurückkommen. Ferner wirkt in dieser Fläche

3) die Schubkraft $Sch = x\,d\alpha\,h\,\tau_m$ am Hebelarm $ds\cos(d\varphi)$.

b) Auf die beiden Seitenflächen $GCDH$ und $EFKI$ wirken Normalspannungen, deren Einfluß ersetzt werden kann:

1) Durch die Normalkraft $T \infty ds\,h\,\sigma_{to}$. Davon kommt als drehend um die Achse 0-0 nur die Komponente $T' = T\sin\frac{d\alpha}{2} \infty T\frac{d\alpha}{2}$ in Betracht (vergl. Fig. 5). Die beiden andern Komponenten $T''' = T\cos\frac{d\alpha}{2}$ verlaufen parallel zur Achse 0-0 und ergeben daher kein Drehmoment (vergl. Fig. 5 und Fig. 3). Die beiden Komponenten T'' wirken je am Hebelarm $\frac{ds}{2}\sin(\varphi + d\varphi) \infty \frac{ds}{2}\sin\varphi$ (vergl. Fig. 4).

2) Durch das Moment M_{σ_t} der Spannungen σ_t, auf welches wir noch zurückkommen.

c) Senkrecht zur unteren Grenzfläche $HDEI$ und in der Mitte derselben angreifend gedacht wirkt die Kraft $P = \left(x + \frac{dx}{2}\right)d\alpha\,ds\,p$ am Hebelarm $\frac{ds}{2}$. [Auch hier wollen wir mit Rücksicht auf die spätere Rechnung mit kleinen Differenzen statt Differentialen von einer Vernachlässigung des Wertes $\frac{dx}{2}$ absehen.]

Alle unter a, b und c genannten Momente versuchen, das Plattenelement im einen oder andern Sinn um die Achse 0-0, Fig. 3, zu drehen. Es kann in seiner Lage, d. h. im Gleichgewicht, nur dadurch gehalten werden, daß auf die äußere Begrenzungsfläche $GHIK$ das bisher noch nicht berücksichtigte Moment $M_{\sigma_r} + \Delta\sigma_r$ wirkt, welches der algebraischen Summe jener vorgenannten Spannungsmomente gleich ist und entgegengesetztes Vorzeichen hat. Wir wollen jene Momente zuerst nach der Größe, sodann nach dem Vorzeichen bestimmen.

Zu a_1) $M_S = S\,ds\sin(d\varphi) = \text{rd.}\ S\frac{dx}{\cos\varphi}d\varphi.$

Nun ist

$$d\varphi = \frac{ds}{\varrho} = \frac{dx}{\varrho\cos\varphi};$$

$$M_S = d\alpha\,(xh)\,\sigma_{ro}\frac{dx^2}{\varrho\cos^2\varphi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17).$$

Zu a_3) $M_{Sch} = Sch\,ds\cos(d\varphi) \infty Sch\,ds.$

Aus Gl. (10) finden wir für $Sch = (xh)\, r_m\, d\alpha$:

$$Sch = d\alpha\left[\frac{p}{2}\left(\frac{x^2-x_i^2}{\cos\varphi}\right) - (xh)\,\sigma_{r_0}\,\mathrm{tg}\,\varphi\right];$$

$$M_{Sch} = d\alpha\,\frac{p}{2}\,(x^2-x_i^2)\,\frac{dx}{\cos^2\varphi} - d\alpha(xh)\,\sigma_{r_0}\sin\varphi\,\frac{dx}{\cos^2\varphi} \quad (18).$$

Zu a₂) In Fig. 8 ist das Plattenelement in gleicher Weise dargestellt wie in Fig. 3, und es sind an dem einen Rand der inneren Begrenzungsfläche $CDEF$ in einem gewissen Maßstab die Spannungen σ_r der Größe und Richtung nach aufgetragen. In der Mitte der Kante EF herrscht die Spannung σ_{r_0}, im Abstand η von der Mitte die Spannung σ_r. Dieselbe darf über dem schraffierten Flächenstreifen von der Höhe $d\eta$ und der angenäherten Breite $x\,d\alpha$ als konstant angenommen werden.

Fig. 8.

Das Moment der Spannungsdifferenzen $(\sigma_r - \sigma_{r_0})$, welches auf die Begrenzungsfläche $CDEF$ wirkt, und das wir abkürzungsweise mit M_{σ_r} bezeichnen wollen, ist gleich der Summe aller Produkte, die aus der Multiplikation nachstehender drei Faktoren entstehen:

1) dem in Fig. 8 schraffierten Flächenelement df;

2) dem Unterschied der in diesem Flächenelement df herrschenden Spannung σ_r gegenüber der in der Mittelfaser herrschenden Spannung σ_{r_0}, also der Differenz $(\sigma_r - \sigma_{r_0})$;

3) dem Abstand η des Flächenelementes von der Mittelfaser.

$$M_{\sigma_r} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} df\,(\sigma_r - \sigma_{r_0})\,\eta.$$

Hierin ist

$$df = (x + \eta\sin\varphi)\,d\alpha\,d\eta.$$

Für $(\sigma_r - \sigma_{r_0})$ wollen wir an Hand von Gl. (3) einsetzen:

$$(\sigma_r - \sigma_{r_0}) = c\eta\cos\varphi\, u,$$

wo

$$u = \left[m\frac{d\psi}{dx} + \frac{\psi}{x}\right] \quad (19).$$

$$M_{\sigma_r} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} c\eta\cos\varphi\, u\,(x + \eta\sin\varphi)\,d\alpha\,d\eta\,\eta.$$

In diesem Integral ist nur η als Veränderliche, alle übrigen Größen sind als Konstante zu betrachten.

$$M_{\sigma_r} = d\alpha\, c\cos\varphi\, u\left[x\int\eta^2 d\eta + \sin\varphi\int\eta^3\, d\eta\right]$$

$$\int_{\eta=-\frac{h}{2}}^{\eta=+\frac{h}{2}}\eta^2 d\eta = \frac{h^3}{12}; \qquad \int_{\eta=-\frac{h}{2}}^{\eta=+\frac{h}{2}}\eta^3 d\eta = 0.$$

$$M_{\sigma_r} = d\alpha\, c\cos\varphi\, u\, x\,\frac{h^3}{12}.$$

Setzen wir den Wert für u wieder aus Gl. (19) ein, so erhalten wir

$$M_{\sigma_r} = d\alpha\, c\, x\,\frac{h^3}{12}\cos\varphi\left[m\frac{d\psi}{dx} + \frac{\psi}{x}\right] \quad (20).$$

Wir werden später sehen, daß wir noch des Wertes dM_{σ_r} bedürfen, d. h. des Betrages, um den sich M_{σ_r} ändert, wenn wir von x um den Abstand dx vorwärts gehen. Wir erhalten, indem wir die Gleichung (20) nach x differenzieren:

$$dM_{\sigma_r} = d\alpha\,\frac{c}{12}\left\{\begin{array}{l}(mxh^3\cos\varphi)\dfrac{d^2\psi}{dx^2}dx + d(mxh^3\cos\varphi)\dfrac{d\psi}{dx} \\ + h^3\cos\varphi\, d\psi + d(h^3\cos\varphi)\,\psi\end{array}\right\} \quad (21).$$

Zu b₁)

$$\Sigma M_T = 2T\,\frac{ds}{2}\sin\varphi = 2T\left(\sin\frac{d\alpha}{2}\right)\frac{ds}{2}\sin\varphi.$$

Statt ΣM_T wollen wir einfach setzen M_T.

$$M_T = d\alpha\,(ds\,h)\,\sigma_{t_0}\,\frac{ds}{2}\sin\varphi,$$

$$M_T = d\alpha\left(\frac{h}{2}\,\frac{dx^2}{\cos^2\varphi}\sin\varphi\right)\sigma_{t_0} \quad (22).$$

Zu b₂) Das Moment M_{σ_t} der Spannungen σ_t, oder was auf das Gleiche herauskommt, der Spannungsdifferenzen $(\sigma_t - \sigma_{t_0})$, welches auf jede der beiden Seitenflächen $GHDC$ und $KIEF$ von Fig. 3 wirkt, ist gleich der Summe aller Produkte, die aus der Multiplikation nachstehender drei Faktoren entstehen (vergl. Fig. 9):

Fig. 9.

1) des Flächenelementes df von der Höhe $d\eta$, welches im Abstand η von der Mittel-Meridianfaser parallel zur Kante GC verläuft.

2) der in die Richtung senkrecht zur Symmetrieachse entfallenden Komponente des Unterschiedes der im Flächenelement df herrschenden Spannung σ_t gegenüber der Spannung σ_{t_0} in der Mittelfaser, also

$$(\sigma_t - \sigma_{t_0})\sin\frac{d\alpha}{2} \infty (\sigma_t - \sigma_{t_0})\,\frac{d\alpha}{2};$$

3) dem Abstand η des Flächenelementes von der Mittelfaser, multipliziert mit $\cos\varphi$.

$$M_{\sigma_t} = 2\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} df\,(\sigma_t - \sigma_{t_0})\,\frac{d\alpha}{2}\,\eta\cos\varphi.$$

Hierin ist laut Fig. 9

$$df = (ds + \eta\, d\varphi)\, d\eta.$$

Gl. (4) besagt:

$$(\sigma_t - \sigma_{t_0}) = c\eta\cos\varphi\left[\frac{d\psi}{dx} + m\frac{\psi}{x}\right].$$

Setzen wir vorübergehend als Abkürzung

$$v = \left[\frac{d\psi}{dx} + m\frac{\psi}{x}\right] \quad (23),$$

so ist

$$M_{\sigma_t} = 2\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} (ds + \eta\, d\varphi)\, d\eta\, c\,\eta\cos^2\varphi\, v\,\frac{d\alpha}{2}\,\eta.$$

Auch hier, wie bei der Ausrechnung von M_{σ_r}, sind bei der Integration alle Größen außer η als konstant zu betrachten.

$$M_{\sigma_t} = d\alpha\, c\, v\cos^2\varphi\left[ds\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}}\eta^2 d\eta + d\varphi\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}}\eta^3 d\eta\right].$$

Durch analogen Rechnungsgang wie für M_{σ_r} finden wir:

$$M_{\sigma_t} = d\alpha\, c\, dx\,\frac{h^3}{12}\left[\frac{d\psi}{dx} + m\frac{\psi}{x}\right]\cos\varphi \quad (24).$$

Zu c) $M_P = P\,\dfrac{ds}{2} = ds\left(x + \dfrac{dx}{2}\right)d\alpha\, p\,\dfrac{ds}{2}$

$$M_P = d\alpha\,\frac{p}{2}\left(x + \frac{dx}{2}\right)\frac{dx^2}{\cos^2\varphi} \quad (25).$$

Nunmehr sind von diesen Momenten noch die Vorzeichen zu bestimmen. Sie erhalten bei der Summierung das positive oder negative Vorzeichen, je nachdem sie verstärkend oder verschwächend auf die Plattenkrümmung in dem Querschnitt hinwirken, welcher die Drehachse 0-0, Fig. 3, enthält. Es wirken auf diese Krümmung:

M_S verstärkend, also Vorzeichen »+«,
M_{Sch} verschwächend, also Vorzeichen »—«,
M_{σ_r} verstärkend, wenn die Spannungsdifferenzen $(\sigma_r - \sigma_{r_o})$ über der Mitte des Querschnittes positiv sind, somit dann M_{σ_r} »+«,
M_T verstärkend, also »+«,
M_{σ_t} analog M_{σ_r}, also »+«,
M_P verschwächend, also »—«.

$$M_{(\sigma_r + d\sigma_r)} = M_{\sigma_r} + M_S - M_{Sch} + M_T + M_{\sigma_t} - M_P.$$

Nun kann auch geschrieben werden:

$$M_{(\sigma_r + d\sigma_r)} = M_{\sigma_r} + d M_{\sigma_r},$$

und daraus ergibt sich:

$$d M_{\sigma_r} = M_S - M_{Sch} + M_T + M_{\sigma_t} - M_P \quad . \quad (26).$$

Hierin setzen wir die Werte aus den Gleichungen

(21), (17), (18), (22), (24), (25) ein.

Alle diese Werte enthalten $d\alpha$, das wir besonders vorangestellt haben als Hinweis darauf, daß man damit kürzen kann. Es bleibt:

$$\frac{c}{12}\left[(m x h^3 \cos\varphi)\frac{d^2\psi}{dx^2}dx + d(m x h^3 \cos\varphi)\frac{d\psi}{dx} + h^3 \cos\varphi\, d\psi + d(h^3\cos\varphi)\,\psi\right] \text{ aus } (21)$$

$$= \left\{\begin{array}{ll} \sigma_{r_o}(x h)\dfrac{dx^2}{\varrho\cos^2\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots & \text{aus } (17) \\ -\dfrac{p}{2}(x^2 - x_i^2)\dfrac{dx}{\cos^2\varphi} + \sigma_{r_o}(x h)\sin\varphi\dfrac{dx}{\cos^2\varphi} & \text{aus } (18) \\ +\sigma_{t_o}\dfrac{h}{2}\dfrac{dx^2}{\cos^2\varphi}\sin\varphi \quad \ldots\ldots\ldots & \text{aus } (22) \\ +c\dfrac{h^3}{12}d\psi\cos\varphi + c\dfrac{h^3}{12}dx\, m\dfrac{\psi}{x}\cos\varphi \quad \ldots & \text{aus } (24) \\ -\dfrac{p}{2}\left(x + \dfrac{dx}{2}\right)\dfrac{dx^2}{\cos^2\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots & \text{aus } (25). \end{array}\right.$$

Die Multiplikation dieser Gleichung mit $\frac{12}{c\,dx}$ gibt

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} = \frac{1}{m x h^3\cos\varphi}\left\{\begin{array}{l} -\dfrac{d\psi}{dx}\dfrac{d(m x h^3\cos\varphi)}{dx} \\ +\psi\left[-\dfrac{d(h^3\cos\varphi)}{dx} + \dfrac{m h^3}{x}\cos\varphi\right] \\ +\sigma_{r_o}\dfrac{12}{c}\dfrac{x h}{\cos^2\varphi}\left[\dfrac{dx}{\varrho} + \sin\varphi\right] \\ +\sigma_{t_o}\dfrac{12}{c}\dfrac{h}{2}\dfrac{dx}{\cos^2\varphi}\sin\varphi \\ -\dfrac{p}{2}\dfrac{12}{c}\dfrac{1}{\cos^2\varphi}\left[x^2 - x_i^2 + \left(x + \dfrac{dx}{2}\right)dx\right] \end{array}\right\} \text{ III. Hauptgleichung}$$

Diese Hauptgleichung hat die schematische Form:

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} = \frac{1}{(40)}\left\{(32)\,\sigma_{r_o} + (36)\,\sigma_{t_o} - (42)\frac{d\psi}{dx} + (49)\,\psi - (51)\right\} \quad \text{(IIIa)},$$

wo die in Klammern stehenden Zahlen Faktoren bedeuten die lediglich abhängig sind von der Form und der äußeren, Belastung p der Platte, nicht aber z. B. von der Randbedingung, d. h. davon, ob die Platte am Rand eingespannt ist oder frei aufliegt. Ob die Platte in der Mitte eine Bohrung hat oder nicht, kommt lediglich im Summand (51) zum Ausdruck, indem dort der Summand x_i^2 einen von null verschiedenen Wert erhält oder nicht. Da ferner die Platte nicht eben zu sein braucht, sondern in jedem Punkt der Meridian-Mittelfaser eine andre Krümmung mit dem veränderlichen Halbmesser ϱ und außerdem eine von Punkt zu Punkt etwas veränderliche Dicke h haben kann, so ist dieses Rechnungsverfahren anwendbar auf gewölbte wie ebene ($\varrho = \infty$, $\varphi = 0$) Platten, volle und in der Mitte gelochte, am Außenrand frei aufliegende oder eingespannte Platten von veränderlicher Dicke.

Nach Ausrechnung der Gleichung (III) erhalten wir:

$$\left.\frac{d\psi}{dx}\right|_{x+dx} = \left.\frac{d\psi}{dx}\right|_x + \frac{d^2\psi}{dx^2}dx \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

$$\psi_{x+dx} = \psi_x + \left.\frac{d\psi}{dx}\right|_x dx \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28).$$

Hierbei erinnern wir uns stets, daß wir bei der Ausrechnung statt des unendlich kleinen Differentials eine zwar kleine, aber endliche Differenz $dx = x_2 - x_1$ einzusetzen haben.

(Schluß folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 16. Oktober 1912.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 28. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Hohenemser. Schriftführer: Hr. Greiner.

Anwesend 30 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Ballauf spricht über das Telefunkensystem für drahtlose Telegraphie: »Tönende Funken«[1]).

Eingegangen 19. Oktober 1912.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 21. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Benjamin.

Anwesend 69 Mitglieder und 31 Gäste.

Hr. Bannwarth macht Mitteilungen über die Wirtschaftlichkeit der geplanten Ueberlandzentrale Elektroflutwerk Husum.

Sitzung vom 17. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Benjamin.

Anwesend 59 Mitglieder und 15 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder R. Mattern, Spieckermann und R. Rothe, zu deren Ehren sich die Versammelten von den Sitzen erheben.

Hr. Wiesinger spricht über neuere Luftfahrzeuge und ihre Bauart[2]).

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 2116, 2185. [2]) Vergl. Z. 1912 S. 1593.

Hr. Thomae berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Eingegangen 18. Oktober 1912.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 23. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Heim. Schriftführer: Hr. Voigt.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Albert Hirtz, zu dessen Ehren sich die Anwesenden von ihren Sitzen erheben.

Hr. Stiller spricht über die Ueberlandzentrale Görlitz und ihre Anschlüsse.

Eingegangen 14. Oktober 1912.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Juli 1912, gemeinsam mit dem Elektrotechnischen Verein.

Anwesend rd. 150 Personen, darunter 42 Mitglieder des Bezirksvereines.

Hr. Direktor Dessauer aus Frankfurt a. M. (Gast) spricht über die neuesten Fortschritte auf dem Gebiete der Röntgentechnik.

Der Vortragende berichtet über den physikalisch-medizinischen Teil der Röntgenologie und ferner über die Arbeiten in seinem Institut, die er auf Anregung von Eijkman gemein-

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

schaftlich mit seinen Mitarbeitern anstellte und die die Aufgabe lösten, die Röntgenaufnahmen nicht mehr wie bisher mit einer Summe von einzelnen Belichtungsschlägen, sondern mit einem einzigen sogenannten Blitzschlag in etwa 1/300 sk zu machen. Dadurch gelang es, die in periodischer Bewegung befindlichen Organe des menschlichen Körpers, den Herzschlag, die Atmung, das Schlucken usw. in einzelnen Phasen ihrer Tätigkeit aufzunehmen und neue Diagnosen zu stellen. Der Vortragende erörtert die elektrischen Vorgänge bei dem von ihm konstruierten Einzelschlagapparat und zeigt Beispiele von den Erfolgen, die mit diesem neuen Untersuchungsverfahren gewonnen worden sind. Zum Schlusse führt er ein Kinematogramm vor, das einen einzigen Herzschlag eines Menschen darstellt und auf dem deutlich die Bewegung des Herzens zu erkennen ist.

Weitere Arbeiten erstrecken sich auf den Ausbau der Heilwirkung der X-Strahlung. Die wichtigste Aufgabe ist die Bestrahlung der Geschwüre mit Röntgenstrahlen. Der Redner zeigt, wie es gelungen ist, durch die Homogenstrahlung große Mengen von X-Strahlen in der Tiefe wirken zu lassen.

Das neue Gebiet bietet nicht nur hunderten von Ingenieuren und tausenden von Arbeitern ein neues Arbeitsfeld, es bildet auch ein wichtiges Rettungsmittel für tausende von Kranken.

Am 28. September wurde die Werkzeugmaschinenfabrik Schaerer & Co. am Rheinhafen besichtigt. Die Firma, welche erst im Jahre 1906 gegründet wurde, stellt nur Schnelldrehbänke her. Sie ist die erste Firma Deutschlands, welche sich auf die Herstellung von Schnelldrehbänken mit Einscheibenantrieb verlegt hat, und das einzige Unternehmen der Welt, das seine Schnelldrehbänke **ausschließlich** mit Einscheibenantrieb herstellt. Die Drehbänke werden in sechs verschiedenen Größen, in Reihen von je 50 Stück, angefertigt. Die einzelnen Teile der Maschine kommen in ein Magazin; bei Bestellung einer Maschine sind sie in kürzester Zeit zusammengesetzt, und die Maschine läuft dann 14 Tage zur Probe in der eigenen Fabrik.

Eingegangen 16. Oktober 1912.

Mittelrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 22. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Helmrath. Schriftführer: Hr. Nimax.

Anwesend 15 Mitglieder und 10 Gäste.

Der Vorsitzende spricht über moderne Kriegsmittel (Telegraphie, Telephonie, Flugzeuge, Luftschiffe und Kraftfahrzeuge).

Eingegangen 14. Oktober 1912.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 21. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Rohrbach.

Anwesend 9 Mitglieder und 6 Gäste.

Zu Ehren des verstorbenen Mitgliedes Beumelburg erheben sich die Anwesenden von den Plätzen.

Hr. Dr. L. Kruft aus Leipzig (Gast) spricht über die Aetzprobe als Untersuchungsmethode und ihre Anwendung in der Praxis.

Bücherschau.

Zwei Führer durch das technische Schulwesen:

Die Ausbildung für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie, ein Ratgeber für die Berufwahl. Herausgegeben vom Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen. Leipzig 1913, B. G. Teubner. Preis 35 ₰.

Die Herausgabe dieser Schrift ist eine Tat, für die weite Volkskreise dem Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen dankbar sein werden. In den Wirrwarr technischer Schulen, die teils mit pomphafter Reklame Unkundige heranzuziehen wissen, leuchtet diese Schrift hinein und gibt dem Laien Richtlinien, die ihm ermöglichen, gute Schulen von den schlechten zu scheiden. Bei der Herausgabe dieser Schrift spielten Sonderinteressen keine Rolle; nur der Wunsch, der Allgemeinheit zu nützen, hat den Deutschen Ausschuß veranlaßt, dem Laien einen Führer durch das technische Schulwesen in die Hand zu geben.

Der »Ratgeber« beschäftigt sich in drei Abschnitten mit der Ausbildung im Gebiete des Maschinenbaues und der verwandten Fächer.

Im ersten Abschnitte werden die Anforderungen an die Vorbildung dargelegt, die von den verschiedenen Bildungsanstalten gestellt werden. Auch werden Wert, Notwendigkeit und nötige Dauer der dem Studium vorausgehenden praktischen Vorbildung für die verschiedenen Schularten erörtert.

Der zweite Abschnitt bietet eine Zusammenstellung der deutschen Technischen Hochschulen und von höheren und niederen Maschinenbauschulen, sogenannten Technischen Mittelschulen, auf Grund der dem Deutschen Ausschuß zur Verfügung stehenden Unterlagen. Es sind Aufnahmebedingungen, Beginn und Dauer des Unterrichtes, Schulgeld und Gebühren zusammengestellt und die Berechtigungen angeführt, die durch erfolgreichen Besuch solcher Schulen erworben werden können.

Der dritte Abschnitt ist als »Merkblatt für die praktische Werkstattausbildung künftiger Ingenieure« bezeichnet. Sowohl für das Studium an den Technischen Hochschulen wie an den Technischen Mittelschulen ist eine voraufgehende praktische Tätigkeit unerläßlich. Sie soll nicht nur dem jungen Manne diejenigen praktischen Kenntnisse vermitteln, die zum Verständnis der technischen Vorträge erforderlich sind, sondern zugleich auch den Praktikanten in die Lebensanschauungen und die ganze Lebensart der Arbeiterschaft einführen. Für den künftigen Studierenden der Technischen Hochschule ist eine einjährige Praktikantenzeit, für die Schüler der Technischen Mittelschulen eine zwei- bis vierjährige Lehrzeit durchweg vorgeschrieben. Dieser letzte Abschnitt des »Ratgebers« soll dem Praktikanten die Gesichtspunkte bekannt geben, die für die Forderung einer praktischen Vorbildung maßgebend und zur möglichst nutzbringenden Verwertung der Arbeitszeit zu beachten sind; darin wird über Zweck, Dauer, Art und Einteilung der praktischen Arbeit Auskunft gegeben.

Die staatlichen, städtischen und privaten Technischen Fachschulen. Von Dipl.-Ing. Ernst Dauner. Veröffentlicht im Musterkatalog der Technischen Bücherei. Franckhsche Verlagshandlung, Stuttgart.

In diesem »Führer« werden die Fachschulen nach der Höhe, auf der sie hinsichtlich der Lehrkräfte und Lehrmittel stehen, in »höhere«, »mittlere« und »niedere« Fachschulen geschieden. Es ist ein kühnes Unterfangen, Schulen nach der Höhe der Lehrkräfte zu unterscheiden, denn es müßten hierfür doch genaue Unterlagen über deren Leistungen vorhanden sein. Wenn als ferneres Unterscheidungsmerkmal die Lehrmittel angeführt werden, so ist auch dies kein richtiger Maßstab, da mitunter niedere Anstalten, besonders staatliche, besser eingerichtet sind als »höhere« private Schulen. Hier gibt die vom Deutschen Ausschuß festgelegte Erklärung über die Fachschulen bessere Unterscheidungsmerkmale:

»Höhere Fachschulen sind solche, die Schüler mit der wissenschaftlichen Befähigung zum einjährig-freiwilligen Militärdienst oder einer durch eine Aufnahmeprüfung nachzuweisenden für die Zwecke der Schule gleichwertigen Vorbildung und zweijähriger Praxis aufnehmen und in mindestens vier Halbjahren ausbilden. Die Aufnahmeprüfung kann ersetzt werden durch den erfolgreichen Besuch einer auf bis zwei Halbjahre sich erstreckenden Vorklasse.«

»Alle andern Fachschulen sind zu den »niederen« zu rechnen.«

Wenn nach dieser Feststellung die technischen Schulen in der Daunerschen Schrift geordnet worden wären, so hätten viele der aufgeführten »höheren Fachschulen« unter der Ueberschrift »mittlere Fachschulen« geführt werden müssen, denn die meisten privaten Techniken nehmen Schüler mit Volksschulbildung auf und führen sie über die Stufe des Werkmeisters und Technikers zur Höhe des »Ingenieurs«.

Ganz sonderbar muß es berühren, wenn man sieht, daß die Technische Mittelschule Berlin, die die gleichen Aufnahmebedingungen wie die preußischen Höheren Maschinenbauschulen hat, nämlich die Forderung des Besitzes des Einjährigen-Zeugnisses oder einer diesem Bildungsgrad gleichwertigen Bildung, mit ihrem reichen Laboratoriumsmaterial unter den mittleren Fachschulen eingeordnet ist, während unter den höheren Fachschulen sich so manche Anstalt befindet, die weder mit den Laboratoriumseinrichtungen noch mit den Lehrkräften der Berliner Anstalt in irgend einer Weise den Wettbewerb aufnehmen kann.

Was in dem Aufsatz über die praktische Vorbildung gesagt ist, streift nur die Oberfläche. Hier bietet das vom Deutschen Ausschuß im »Ratgeber« herausgegebene Merkblatt eine wesentlich bessere Unterstützung für den Praktikanten. Man legt die Daunersche Schrift mit dem Gefühl aus der Hand, als ob hier keine unparteiische Stellungnahme vorgelegen hätte. E. Vollhardt.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Fehlands Ingenieur-Kalender 1913. Für Maschinen- und Hütteningenieure. Von Fr. Freytag. 35. Jahrgang. 1. und 2. Teil. Berlin 1912, Julius Springer. 646 S. mit vielen Figuren. Preis 4 *M*.

Kurze Anleitung für die Bauüberwachung eiserner Brücken. Von G. Schaper. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 42 S. mit 11 Fig. Preis 1,50 *M*.

Der Verfasser weist in dieser kleinen Schrift auf die Fehler hin, die bei der Ausführung eiserner Tragwerke begangen werden, und gibt Regeln für die Bauüberwachung in der Werkstatt und auf der Baustelle an; denn je schärfer und gewissenhafter der Bau eiserner Brücken beaufsichtigt wird, desto kleiner werden die Erhaltungskosten. Sehr ausführlich und beachtenswert sind die Angaben über die Aufstellgerüste bei Balken- und Bogenbrücken, die Nietarbeiten auf der Baustelle, den Einbau der Lager und der Fahrbahnträger. Den jüngeren Fachgenossen, die mit der Beaufsichtigung des Baues eiserner Brücken betraut werden, sei das Büchlein empfohlen. Sch.

Tabellen für die Elektrotechnik. Zum praktischen Gebrauch für Techniker, Werkmeister, Monteure, Werkstattarbeiter, Maschinisten. Von H. Zipp. 3. Auflage. Leipzig 1912, Oskar Leiner. 57 S. Preis geh. 2 *M*, geb. 3 *M*.

Güldners Kalender für Betriebsleitung und praktischen Maschinenbau 1913. XXI. Jahrgang. Hand- und Hülfsbuch für Besitzer und Leiter maschineller Anlagen, Betriebsbeamte, Techniker, Monteure und solche, die es werden wollen. Begründet von H. Güldner. Herausgegeben von A. Freund. In 2 Teilen. Leipzig 1912, H. A. Ludwig Degener. 772 S. mit 500 Textfig. Preis 3 *M*.

Die deutschen Patente über Flugapparate. Vollständige Sammlung deutscher Patente vom Jahr 1879 bis Ende Juni 1911. Von Dr. B. A. Katz. Berlin 1912, M. Krayn. 723 S. mit 924 Fig. Preis 27,50 *M*.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Die neue Blende- und Bleierzaufbereitung, Haldensturz- und Wiederverladeanlage der Bleischarley-Grube bei Beuthen (O.-S.). Von Franke. Forts. (Glückauf 23. Nov. 12 S. 1905/13*) Die Anlage besteht aus Hauptwäsche, Schlammwäsche, Klär- und Pumpenanlage. Verarbeitung der Roherze, des Zwischengutes. Einzelheiten der Setzmaschinen. Uebersicht über die Antriebmotoren. Schluß folgt.

Bergbau.

Die Berechnung der Wirtschaftlichkeit elektrischer Hauptschachtfördermaschinen. Von Philippi. (ETZ 21. Nov. 12 S. 1205/1209*) Richtlinien für die Beachtung der Höhe der Anlagekosten, der Stromkosten und der Strommenge beim Berechnen. Bisher erzielte wirtschaftliche Ergebnisse.

Unfälle in elektrischen Betrieben auf den Bergwerken Preußens im Jahre 1911. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 12 Heft 3 S. 255/75*) Bericht über 39 Unfälle, wovon 18 tödlich verlaufen sind.

Dampfkraftanlagen.

Smoke investigation in and out of furnace. Von Cary. (Iron Age 14. Nov. 12 S. 1155/57*) Fehlerhafte Feuerungen, Einfluß der Rostbeschickung, Geräte für die Rauchuntersuchung, Maßregeln zur Rauchverhütung.

Die Regelung der Heißdampftemperaturen. Von Gerlich. (Z. Ver. deutsch Ing. 30. Nov. 12 S. 1946/48*) Der von den Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerken gebaute Ueberhitzerregler besteht aus einer Rippenrohrschlange im Wasserraum des Kessels, durch die der überhitzte Dampf ganz oder teilweise geleitet und dann abgekühlt wird. Mittels eines Mischventiles entnimmt man den Dampf entweder nur aus dem Ueberhitzer oder unter Zusatz von gekühltem Dampf. Betriebsergebnisse.

Wärme- und Spannungsverluste in Dampfleitungen. Von Hübel. Forts. (Z Dampfk. Maschbtr. 22. Nov. 12 S. 495/97) Bemessung von Dampfleitungen mit Rücksicht auf die Kondensations-, Spannungs- und Wärmeverluste. Forts. folgt.

Air in surface condensation. Von Orrok. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Nov. 12 S. 1625/35*) Versuche im Waterside-Werk der New York Edison Co. Luftgehalt des Speisewassers, Luftförderung der trocknen Luftpumpe, Einfluß der Belastung auf die Luftverhältnisse Wärmeübertragung bei verschiedenen Luftverhältnissen.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 *M* für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Eisenbahnwesen.

High-speed service between Allentown and Philadelphia. (El Railw. Journ. 2. Nov. 12 S. 940/44*) Einrichtung der Strecke, des Signaldienstes und der Personenwagen der Bahn für einen Schnellverkehr zwischen den beiden Städten, der in Zukunft statt $4^1/_2$ nur $2^1/_2$ st erfordern soll.

The northwest power station railway of the Commonwealth Edison Co. (El. Railw. Journ. 2. Nov. 12 S. 946/48*) Um das bekannte Kraftwerk mit der Chicago und Northwestern R. R. für die Zufuhr von Kohlen usw. zu verbinden, hat man eine rd. 1,6 km lange elektrische Güterbahn mit Stromzuführung durch eine dritte Schiene gebaut. Die Wagen werden von vier 60 t-Lokomotiven für 600 V mit je 4 Motoren gezogen. Lageplan, Oberbau, Betrieb.

Brooklyn wheel, axle and gear practice. (El. Railw. Journ. 9. Nov. 12 S. 984/94*) Ausführliche Angaben über Erfahrungen der Brooklyn Rapid Transit-Bahnen mit Stahlrädern. Abmessungen, Herstellung der Räder und Achsen, laufende Prüfung, Ausbesserung. Erfahrungen mit Getrieben.

Ueber das beim elektrischen Betriebe der Berliner Stadt- und Ringbahnen zu verwendende Blocksystem. (ETZ 21. Nov. 12 S. 1214/15) Ausbildung und Verwendung der selbsttätigen Einrichtungen. Vergleich mit den Blockvorrichtungen, die mit der Hand bedient werden. Vor- und Nachteile der verschiedenen Arten.

Eisenhüttenwesen.

Power machinery of the American steel industry. Von Streeter. Forts. (Eng. Magaz. Nov. 12 S. 204/21*) Allgemeine Betriebsmaschinen und Turbodynamos. Kompressoren, Pumpen, Abdampfanlagen. Forts. folgt.

New construction for blast furnaces. (Iron Age 7. Nov. 12 S. 1086/87*) Der Mantel des Ofens ruht auf 4 Pfeilern aus Eisenkonstruktion, die verhältnismäßig weit vom Ofen abstehen und so mehr Platz am Ofen schaffen sollen.

The Talbot process of improving ingots. (Iron Age 14. Nov. 12 S. 1150/53) Ergänzungen zu dem in Zeitschriftenschau vom 19. Okt. 12 erwähnten Aufsatz von Hadfield.

Studien über nordamerikanische Walzwerke. Von Puppe. (Stahl u. Eisen 21. Nov. 12 S. 1937/47* mit 1 Taf.) Ergebnisse einer Studienreise: Abmessungen, Leistungen, Betrieb amerikanischer Blockwalzwerke, Knüppel- und Platinenstraßen; vergl. Zeitschriftenschau vom 2. Nov. 12. Forts. folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Beitrag zur Berechnung kontinuierlicher Bogenträger. Von Federhofer. (Schweiz. Bauz. 23. Nov. 12 S. 277/80*) Zeichnerische Berechnung von kontinuierlichen Bogenträgern, deren einzelne Knoten mit wagerecht verschieblichen Gelenken versehen sind.

Specifications for metal railroad bridges movable in a vertical plane. Von Leffler. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Okt. 12 S. 1243/75*) Muster für die Vorschriften über den allgemeinen Entwurf, den Antrieb, den Gewichtsausgleich, die Bearbeitung und die

Antriebmaschinen. Kraftverbrauch einer zweigleisigen Hubbrücke von 47,5 m Spannweite.

Automatic car-bumpers and barriers for drawbridge approaches. (Eng. News 14. Nov. 12 S. 904/06*) Die Charles River-Klappbrücke in East Cambridge ist mit Prellböcken versehen, die beim Oeffnen der Brücke selbsttätig angehoben werden und genügend fest sind, um herankommende Eisenbahnwagen anzuhalten. Für Straßenbrücken sind ähnliche Schranken ausführbar. Die Bauart rührt von J. B. Strauß, Chicago, her.

Notice sur la reconstruction du pont de la Roche-Bernard (Morbihan). Von Bénézit und Tarnier. (Ann. Ponts Chauss. Sept./Okt. 12 S. 251/338* mit 3 Taf.) S. Zeitschriftenschau vom 30. Nov. 12.

Elektrotechnik.

British steam turbo-generator station. (El. World 9. Nov. 12 S. 989/94*) Die Stadt Bradford besitzt drei Elektrizitätswerke, wovon eines jetzt durch zwei Drehstrom-Turbodynamos für je 3000 KW und eine solche von 4500 KW bei 6600 V und 50 Per./sk ausgebaut worden ist. Vergleich zwischen den alten Dampfdynamos und den Turbodynamos. Ansichten der Maschinenräume. Schaltanlagen usw.

Die Werke der Aktieselskabet Vigelands Brug. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 20. Nov. 12 S. 505/10*) Vier Hauptturbinen von je 3000 PS. Stromerzeuger.

Theorie und Praxis des Ueberspannungsschutzes. Von Pfiffner. Forts. (El. u. Maschinenb. Wien 24. Nov. 12 S. 978/84*) Leitungen, bei denen die Kapazität und die Selbstinduktion in einzelnen Punkten angehäuft sind. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

Medway improvements. (Engng. 22. Nov. 12 S. 700/01*) Die im Gange befindlichen Arbeiten betreffen die Wiederherstellung des Schiffahrtweges bis Tonbridge. Verkehr. Schleusenanlagen.

The design of log flumes. Von Martin. (Eng. News 14. Nov. 12 S. 908/13*) Zum Herabflößen der geschlagenen Stämme benutzt man in Amerika V-förmige Gerinne aus Holz. Erfahrungen und Diagramme über Abflußmengen, zulässige Gefälle, Winkel usw. solcher Gerinne. Zahlenbeispiele.

Die Entwässerung des Tunnelmauerwerks. Von Willmann. (Verk. Woche 23. Nov. 12 S. 149/52*) Allgemeine Uebersicht über die Verfahren, Tunnel wasserdicht zu machen. Erfahrungen mit bituminösen Abdeckplatten und dergl.

Amity dam in the Arkansas River, Colorado. Von Porter. (Eng. Rec. 16. Nov. 12 S. 546/48*) Umbauten an dem rd. 155 m langen, mehrfach beschädigten Damm, der aus Holzkonstruktion mit Steinfüllung und Betonstützpfeilern besteht. Einbau neuer Schützen mit Betonunterbau. Baukosten.

Gasindustrie.

Die Druckbewegung in Gasbehältern und Gasbehältertassen in Theorie und Praxis. Von Mecklenbeck. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 23. Nov. 12 S. 1144/48*) Beispiele. Maßnahmen zur Verhütung des Blasens der Tassen. Gleichungen für die Bewegung bei ungewöhnlichem Betrieb.

Hebezeuge.

Versuche mit einer elektrisch gesteuerten Fliehkraftbremse der Firma E. Becker in Berlin-Reinickendorf. Von Kammerer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 30. Nov. 12 S. 1925/30*) Da der Fliehkraftregler nur als Vorspann für die Bremse wirkt, ist die Bremse für beliebig hohe Bremsleistungen verwendbar. Mit Hülfe eines Bremsmagneten kann sie auch zum Stoppen benutzt werden. Versuchsergebnisse.

Hochbau.

A recent type of factory construction. (Iron Age 7. Nov. 12 S. 1080/82*) Nach dem Verfahren der Unit Construction Co. in St. Louis werden sämtliche Pfeiler, Balken, Mauern und auch die Bauteile der Sägedächer aus Eisenbeton hergestellt. Darstellung eines solchen Baues.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Schiffselevator zum Ausladen von Sackwaren. Von Schwanda. (Z. Ver. deutsch. Ing. 30. Nov. 12 S. 1940/43) Die Fördervorrichtung von Amme, Giesecke & Konegen besteht aus 2 endlosen, über Kopf- und Fußrollen laufenden Ketten mit Querstücken, auf denen die Säcke senkrecht stehen, während sie sich an eine im Elevator emporgeführte Rücklehne stützen. Ist die Rücklehne an einer Stelle unterbrochen, so wird der Sack hier abgestürzt. Hülfsmittel für die wagerechte Beförderung. Einzelheiten eines solchen Schiffsaufzuges für 40 bis 48 t/st.

Luftschiffahrt.

Die Windkräfte an Platten und andern Versuchskörpern nach dem heutigen Stand von Theorie und Versuch. Von Föppl. (Z. Ver. deutsch. Ing. 30. Nov. 12 S. 1930/39*) Uebersicht über bisherige Versuche über den Luftwiderstand. Theoretische Untersuchung der Ergebnisse. Messungen in der Göttinger Modellversuchsanstalt an Platten von verschiedener Form und Wölbung. Formeln. Widerstand von Drähten.

Die Höchstleistungen der Flugdrachen. Von Jaray. (Techn. Blätter 12 Heft 3 S. 124/27 mit 1 Taf.) Zusammenstellung der Leistungen in bezug auf Steighöhe, Weg, Geschwindigkeit und Nutzlast seit 1908.

The work of the Government Aeronautical Committee. Forts. (Engineer 22. Nov. 12 S. 536/38*) Einzelheiten des Versuchs-Zweideckers BE 2 mit Renault-Maschine von 70 PS: Tragflächen, Schrauben, Kurven der Zugkraft und des Widerstandes.

Der amerikanische Umlaufmotor »Gyro«. Von Heinkel. (Motorw. 20. Nov. 12 S. 749/51*) Die Maschine mit umlaufenden Zylindern kennzeichnet sich dadurch, daß die Einlaßventile durch die Pleuelstangen gesteuert und die Auslaßventile beim Andrehen offen gehalten werden. Eine 7 Zylinder-Maschine von 45,7 PS bei 1000 Uml./min und 73 kg Gewicht hat in einem 5 stündigen Dauerversuch 0,322 kg/PSe-st Benzin und 0,067 kg/PSe-st Oel verbraucht.

Maschinenteile.

Étude du mouvement d'une bielle. Von Massot. (Rev. Méc. Okt. 12 S. 346/59*) Rechnerische und zeichnerische Behandlung der Kurbelbewegung. Ermittlung der Massenkräfte.

Making New Departure ball-bearings. Von Lucas. (Machinery Nov. 12 S. 165/69*) Arbeiten beim Herstellen des normalen Doppellagers mit Kegelsitzflächen. Meßgeräte, Bearbeiten der Kugelpfannen, Zusammenbau.

Spurkugellager mit balligem Sitz. Von Szombathy. (Dingler 23. Nov. 12 S. 744/47*) Zusammenhang der durch Verschieben hervorgerufenen Reibung mit der Exzentrizität der Lagerbelastung bei verschiedenen Neigungen des Sitzes. Bewegungsverhältnisse eines Spurkugellagers in Verbindung mit einem Lauflager zur Aufnahme seitlicher Kräfte.

Materialkunde.

Universal-Prüfmaschine. Von Kurrein. (Z. Ver. deutsch. Ing. 30. Nov. 12 S. 1943/46*) Die von J. Losenhausen gebaute Maschine mit Druckwasserantrieb dient zu Zug-, Druck-, Biege- und Scherversuchen und hat eine doppeltwirkende Meßdose und Revolverköpfe. Bauart Kurrein. Schnittzeichnung einer 30 t-Maschine.

A new machine for alternating load tests. Von Haigh (Engng. 22. Nov. 12 S. 721/23*) Bei der dargestellten Einrichtung werden die wechselnden Beanspruchungen durch einen Elektromagneten erzeugt. Die Vorrichtung ist für Drähte und Belastungen von rd. 50 kg bestimmt. Ergebnisse von Versuchen.

Das mikroskopische Bild des Eisens. Von Breinl. (Techn. Blätter 12 Heft 3 S. 119/24 mit 1 Taf.) Die verschiedenen Kohlenstoff-Eisenverbindungen und ihr Verhalten bei der Wärmebehandlung.

Microscopical analysis of steel sheets. Von White. (Iron Age 14. Nov. 12 S. 1148/49 mit 1 Taf.) Erörterungen über den Wert mikroskopischer Untersuchungen für die Feststellung und Vermeidung von Fehlern beim Walzen und bei der Wärmebehandlung von Stahlblechen.

Hardening of carbon and low-tungsten tool steels. Von Brayshaw. Forts. (Eng. Magaz. Nov. 12 S. 222/32*) Ergebnisse der Biegeversuche. Schluß folgt.

Die Rostgefahr bei Eisen- und Eisenbetonhochbauten Von Quedefeld. (Zentralbl. Bauv. 23. Nov. 12 S. 623/25*) Erfahrungen an amerikanischen Eisenhochbauten. Einwirkung von elektrischen Strömen auf die Eiseneinlagen der Betonbauten.

Prüfung plastischer Mörtel. Von Gary. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 4 S. 214/24*) Bericht über die Prüfung einer Mischung von 1 Teil Portlandzement, 3 Teilen Normensand und 10 vH Wasser, wobei die Proben eine vom Internationalen Verband für Materialprüfungen der Technik vorgeschlagene Stabform hatten. Ergebnisse und Schlußfolgerungen.

Beschleunigte Prüfung der Raumbeständigkeit von Portlandzementen. Von Gary. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 4 S. 196/202) Der Verfasser kommt zu dem Ergebnis, daß der Beschluß des Kongresses in Kopenhagen, die Probe von Le Chatelier als beschleunigte Raumbeständigkeitsprobe zu empfehlen, sachlich nicht begründet und das Verfahren irreführend ist.

Einfluß der Belastungsgeschwindigkeit bei Druckversuchen mit Zementwürfeln auf das Prüfungsergebnis. Von Burchartz. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 4 S. 181/85*) Aus Versuchen geht hervor, daß bei der Amsler-Laffon-Presse, die eine Quecksilbersäule als Lastanzeiger hat, die Belastungsgeschwindigkeit das Ergebnis stark beeinflußt. Schlußfolgerungen für die Abfassung der Normen für Lieferung und Prüfung von Zement.

Beiträge zur Prüfung von Ballonstoffen. Von Memmler und Schob. (Mitt. Materialpr.-Amt 12 Heft 4 S. 202/12*) Mitteilungen über die Zerplatzprobe. Prüfvorrichtung von Martens. Schaubilder der Ergebnisse.

Mechanik.

Velocity and acceleration diagrams. Von Padfield (Engng. 22. Nov. 12 S. 701/03*) Anwendungen der graphischen Kine-

matik: Bestimmung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen beim Kurbeltrieb, bei Hebezeugen usw.

The resistance to the flow of air through pipes. Von Gibson. (Engng. 22. Nov. 12 S. 703) Abhängigkeit des Druckverlustes von dem Durchmesser der Leitung und der Lufttemperatur.

Meßgeräte und -verfahren.

Measurement of natural gas. Von Weymouth. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Nov. 12 S. 1639/51*) Messung mit Hülfe der Druckzunahme in einer bestimmten Zeit, mit der Pitot-Röhre sowie mittels des Venturi-Messers und des Thomas-Messers. Theorie des Venturi-Messers.

Ueber Fernthermometer für technische Zwecke. Von Koepsel. Schluß. (Dingler 23. Nov. 12 S. 741/43*) Fernthermometeranlagen zum Anschluß für 5 und 68 Thermometer von Dr. A. Koepsel, Charlottenburg. Fernthermometer für Warmwasserkessel.

Rules for conducting performance tests of power plant apparatus. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Nov. 12 S. 1683/1872*) Vorschlag des von der American Society of Mechanical Engineers eingesetzten Ausschusses für neue Regeln zum Prüfen von Dampf-, Gas- und Wasserkraftmaschinen, Pumpen, Lokomotiven und Gaserzeugern.

Metallbearbeitung.

Traitements thermiques et mécaniques des métaux à l'atelier. Von Robin und Gartner. Forts. (Rev. Méc. Okt. 12 S. 313/45*) Schmieden bei verschiedenen Temperaturen. Festigkeit geschmiedeter Stücke. Kaltbearbeitung. Forts. folgt.

Safeguards for power presses. Von Hammond. (Machinery Nov. 12 S. 174/79*) Abbildungen von Schutzvorrichtungen an Pressen der Geuder, Paeschke & Frey Co., Milwaukee, der Jones Safety Device Co., Chicago, der General Electric Co., der Benjamin Electric Mfg. Co., Chicago, der E. W. Bliss Co., New York, und der Queen City Punch and Shear Co., Cincinnati.

The elements of press design. Von Beyer. Forts. (Am. Mach. 23. Nov. 12 S. 734/38*) Exzenter- und Kurbelschleifenantrieb für den Preßstempel. Hub des Stempels. Forts. folgt.

Making automatic drill chucks. Von Viall. (Am. Mach. 23. Nov. 12 S. 711/17*) Bearbeitung der Teile des selbstspannenden Bohrfutters der Wahlstrom Tool Co., Brooklyn: Fräsen der Daumenführungen, Vorrichtung zum Bohren der Schlitze.

Fluting angular milling cutters and tapered reamers. Von Burley. (Machinery Nov. 12 S. 191/95*) Tafeln zum Einstellen des Teilkopfes beim Fräsen von Kegelfräsern.

Selbsttätige Feineisen-Streckenschere. Von Quollin. (Stahl u. Eisen 21. Nov. 12 S. 1947/49*) Der Scherkörper ist an einer endlosen Kette befestigt, die auf einem Rade mit der Geschwindigkeit des Walzgutes läuft. Von dem Walzgut, das über das Rad hinweggeht, wird bei jedesmaligem Umlauf der Kette ein Stück von der Größe der Kettenlänge abgeschnitten. Trägt die Kette zwei in gleichen Abständen befestigte Scherkörper, so werden Walzstäbe von der halben Kettenlänge abgeschnitten usw.

Metallhüttenwesen.

Ueber das Kupferkonverterverfahren unter besonderer Berücksichtigung des basischen Betriebes. Von Redepennig. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 12 Heft 3 S. 275/304*) Geschichtliches. Vorgänge in der Birne. Betrieb mit sauerm und mit basischem Futter. Einzelheiten einiger amerikanischer saurer Birnen. Die basische Birne von Pierce und Smith. Betriebsergebnisse.

Motorwagen und Fahrräder.

International Motor Exhibition at Olympia. Forts. (Engng. 22. Nov. 12 S. 716/18*) Vergaser; kleine, billige Wagen; selbsttätige Anlaßvorrichtungen.

Motor car show at Olympia. Forts. (Engineer 22. Nov. 12 S. 541/53*) Einzelheiten des Wagens der Star Engineering Co., Wolverhampton.

Prüfungsfahrt der Armeelastzüge neuer Art (Typ 1913) vom 2. bis 30. Oktober 1912. Von Listemann. (Motorw. 20. Nov. 12 S. 735/42* mit 2 Taf.) Bericht über den Verlauf der Fahrt. Untergestelle der Wagen von Büssing, Daimler und Dürkopp. Hauptangaben über alle beteiligten Wagen.

Dynamics of gas engine cams. Von Terry. (Machinery Nov. 12 S. 183/89*) Zweitakt- und Viertaktmaschinen für Motorwagen, Ventilbauarten, Verteilung der Arbeitsvorgänge, Berechnung der Steuerdaumen und der Ventilbewegungen. Ventilfedern. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Der Hydropulsor, eine neue Wasserfördermaschine. Von Preger. (Dingler 23. Nov. 12 S. 737/41*) Wirkungsweise, verschiedene Bauarten, Verwendungsgebiete, ausgeführte Anlagen. Schluß folgt.

Untersuchung eines Turbokompressors auf der Zeche Westerholt. (Glückauf 23. Nov. 12 S. 1913/16*) Der Kompressor von Pokorny & Wittekind für 10000 cbm/min Luft bei 6 at Enddruck und 4400 Uml./min wird von einer Zweidruck-Dampfturbine mit Glockenspeicher, Bauart Balcke-Harlé, angetrieben.

The centrifugal blower for high pressures. Von Schmidt. (Journ. Am. Soc. Mech. Eng. Nov. 12 S. 1655/82*) Berechnung der Wirkungsweise, Kennlinien von Turbogebläsen. Gebläse mit Leitschaufeln und mit Schneckengehäuse. Druckverlauf im Diffusor. Berechnung und Prüfung der Kreiselgebläse. Versuche an einem Westinghouse-Gebläse.

Schiffs- und Seewesen.

Novel devices used in the launching of the battleship »New York«. (Eng. News 14. Nov. 12 S. 887/88*) Bei dem Stapellauf hat man wegen des großen Gewichtes (rd. 10000 t) Knaggen mit Drucköl-Auslösung und 50 Sandtöpfe verwendet.

Motor ship »Rolandseck«. (Engineer 22. Nov. 12 S. 550/52*) Das von J. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, gebaute 2700 t-Schiff wird von einer 6 Zylinder Zweitaktmaschine, Bauart Carels, von 1360 PS bei 115 Uml./min angetrieben. Brennstoffventil.

The motor ship »Juno«. Schluß. (Engineer 22. Nov. 12 S. 538/40* mit 1 Taf.) Schnittzeichnungen einer Maschine von 560 mm Zyl.-Dmr. und 1000 mm Hub. Einbau. Gesamtanordnung des Maschinenraumes. Brennstoffzufuhr. Indikatordiagramme.

The French trans-atlantic liner »Rochambeau«. (Engng. 22. Nov. 12 S. 704/05* mit 1 Taf.) Der auf der Werft in St. Nazaire gebaute 17400 t-Dampfer von 163 m Länge, 19,4 m Breite und 8,19 m Tiefgang hat 4 Wellen, wovon die inneren von Kolbenmaschinen, die äußeren von Dampfturbinen angetrieben werden. Deckpläne. Hauptspant. Forts. folgt.

Seil- und Kettenbahnen.

Die erste mit Zwischenstützen versehene Personen-Bergseilschwebebahn deutscher Bauart. Von Buhle. (Zentralbl. Bauv. 23. Nov. 12 S. 625/27*) Bei 1650 m Länge beträgt der zu überwindende Höhenunterschied der Bahn auf den Kohlererberg bei Bozen 840 m. Die Tragseile von 45 mm Dmr. werden von 12 eisernen Stützen getragen. Auf der Strecke verkehren im Pendelbetrieb zwei Wagen, die je 16 Personen aufzunehmen vermögen.

Les chemins de fer du massif du Mont-Blanc. Le funiculaire aérien de l'Aiguille du Midi. Von Dalimier. (Génie civ. 23. Nov. 12 S. 61/67* mit 2 Taf.) Der insgesamt 2524 m Höhenunterschied überwindende Seilaufzug ist in dem ersten, rd. 2 km langen Abschnitt bis La Para annähernd fertiggestellt. Einzelheiten des Wagens, der Winden und der Spannstellen. Voraussichtliche Kosten. Tarif und Abgaben.

Straßenbahnen.

Track reconstruction in St. Louis, Mo. (El. Railw. Journ. 2. Nov. 12 S. 944/45*) Bei den Straßenbahngleisen werden die beiden Schienenenden in eine entsprechend gebogene Hülse aus 13 mm dickem Blech gesteckt und damit vernietet. Die Zwischenräume zwischen den Schienen und der Hülse werden mit Zink ausgegossen. Abbildungen der fahrbaren Druckluft-Nietmaschinen, Zinkkessel usw.

Textilindustrie.

Fadenwächter bei Selfaktoren. Von Bratkowski. (Leipz. Monatschr. Textilind. 15. Nov. 12 S. 283/86*) Bei dem Fadenwächter von Klein folgt die Gabelwächterschiene dem ausfahrenden Wagen auf einer bestimmten Wegstrecke und verhindert dadurch das Zusammenlaufen der Fäden; gleichzeitig werden entstehende Doppelfäden durch eine auf- und niedergehende Bewegung zerrissen. Nach dem Verfahren von Linon-Déthier werden zwischen die Fäden in der Höhe der Lieferwalzen Druckluftströme eingeblasen, so daß die schwankenden Fäden die Luftströme nicht durchschneiden können. Die Druckluft wird durch Mischen mit Dampf angefeuchtet, damit die Fäden nicht austrocknen.

Unfallverhütung.

Ueber den Brand der Hauptschaltanlage in Heinitz und ihren Neubau. Von Peuker. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 12 Heft 3 S. 304/09 mit 1 Taf.) Die neue Schaltanlage für 5000 und 10000 V ist in 3 aus Beton aufgeführten Stockwerken untergebracht, wovon das oberste die Sammelschienen, das mittlere die Oelschalter und das unterste die Kabel-Endverschlüsse mit Strom- und Spannungswandlern enthält. Teilung der Räume und andre Maßregeln für die Feuersicherheit.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The modern gas-engine. Von Coster. (Engng. 22. Nov. 12 S. 725/26*) Schnittzeichnungen einer liegenden Crossley-Gasmaschine. Wirkungsweise der Regelung. Diagramme bei verschiedenen Belastungen. Brennstoffe für Sauggasanlagen.

Wasserkraftanlagen.

The water wheels at Keokuk. (Eng. Rec. 16. Nov. 12 S. 536/38* mit 1 Taf.) Schnittzeichnungen einer der 10000 PS-Turbinen für 11,9 bis 6,1 m Gefälle und 57,7 Uml./min und ihres Einbaues für das bekannte Mississippi-Kraftwerk. Bilder vom Bau des Werkes. Von den zunächst aufzustellenden Turbinen werden 7 von der Wellman-

Seaver-Morgan Co., Cleveland, und 8 von der J. P. Morris Co., Philadelphia, gebaut.

Wasserversorgung.

Gewinnung von Trink- und Nutzwasser in Bayern. Von Holler und Reuter. (Gesundhtsing. 23. Nov. 12 S. 881/91*) Bedingungen und Hauptformen des Auftretens von Quell- und Grundwasser in Bayern. Vorkommen in den verschiedenen Gebirgsbildungen. Wasserbeschaffenheit. Geologische Querschnitte. Schluß folgt.

Electric power in building the world's greatest aqueduct. Von Matthews. (Eng. Magaz. Nov. 12 S. 161/84*) Allgemeines über die Catskill-Wasserleitung von New York. Maschinenanlagen für die Ausführung der bemerkenswertesten Teile, insbesondere des Esopus-Einschnittes, des Rondout-Stollens, des Moodna-Druckstollens und der Hudson-Unterführung.

Sur la stabilité des conduites d'eau de grand diamètre. Von Goupil. (Ann. Ponts Chauss. Sept./Okt. 12 S. 386/407*) Untersuchung der Kraft- und Spannungsverhältnisse auf Grund der strengen Elastizitätslehre.

Neues Wasserreinigungsverfahren mit Permutit. Von Pfeffel. (Leipz. Monatschr. Textilind. 15. Nov. 12 S. 293/96*) Während das Wasser durch die Permutitschicht fließt, verschwinden die schädlichen Bestandteile im Filter. Das Verfahren ist dem chemischen Fällverfahren überlegen. Zusammensetzung. Prüfergebnisse. Verwendung solchen Wassers in der Seidenfärberei.

U. S. irrigation work in the Northwest. Von Fletcher. (Eng. News 14. Nov. 12 S. 892/901*) Uebersicht über die Arbeiten in den Staaten Montana, Wyoming und Dakota, für die der Staat bis Mitte 1912 insgesamt rd. 54 Mill. ℳ aufgewendet hat.

Rundschau.

60jähriges Bestehen des „Phoenix", Aktiengesellschaft für Bergbau und Hüttenbetrieb[1]. In diesem Jahre feiert der »Phoenix«, der neben Fried. Krupp A.-G., der Gelsenkirchner Bergwerks-A.-G. und der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G. zu den größten deutschen Unternehmungen der Bergbau- und Hüttenindustrie gehört, das Fest seines 60jährigen Bestehens. Im Jahr 1852, in der Zeit des ersten nachhaltigen Aufschwunges der rheinisch-westfälischen Industrie, der sich auf den Kohlenreichtum des Landes und die damals noch bedeutungsvolle Benutzung westfälischer Erze stützte, ist der Phoenix, zum großen Teil mit französischem Gelde, gegründet worden. Der Sitz der Gesellschaft sollte Eschweiler-Aue bei Aachen sein, wo als Grundstock ein bereits bestehendes Puddel- und Walzwerk mit der damals bedeutenden Leistungsfähigkeit von 20000 t Eisenwaren jährlich erworben wurde. 1854 bis 1856 entstanden die Hochofenwerke in Kupferdreh und Ruhrort. Den Bezug von Erzen und Kohlen sicherte man sich durch langfristige Pachtverträge. 1855 ging der Phoenix die erste Verschmelzung, und zwar mit dem in französischem und belgischem Besitz befindlichen Hochofenwerk in Berge-Borbeck ein. Diesem Werk gelang es als dem ersten in der Gegend, mit Ruhrkoks allein, ohne Zusatz andrer Brennstoffe (Holzkohlen), ein Roheisen herzustellen, das für Gießereien und Puddelwerke brauchbar war. Nach dem ersten Ausbau, der etwa 1856 vollendet war, stellten die Werke des Phoenix jährlich rd. 47000 t Fertigerzeugnisse her, und zwar Handels- und Formeisen, Räder, Radsätze, Bleche, Gieß- und Schmiedestücke, Schienen und Laschen. Er war damit in die Reihe der bedeutendsten Eisenwerke seiner Zeit eingerückt. Eine folgende Zeit des Niederganges (1857 bis 1861) überwand das Unternehmen unter der tatkräftigen Hülfe der für die Entwicklung der deutschen Industrie bedeutsamen Männer Mevissen und Hansemann. Während sich der Phoenix in den folgenden Jahrzehnten mehreren Zeche angliederte und für seine Erzbeschaffung wichtige Erwerbungen im Minettegebiet vornahm, erfuhren seine Verhältnisse 1898 eine einschneidende Veränderung durch die Angliederung der Westfälischen Union, A.-G. für Bergbau, Eisen- und Drahtindustrie in Hamm, deren vier Werke sich im wesentlichen mit der Weiterbearbeitung des Eisens und Stahles zu Draht, Stiften, Nieten, Blechen, Springfedern befaßten. Dadurch war für die Zukunft eine gewisse Sicherheit für den Absatz von Halbzeug geschaffen. Das Aktienkapital des Phoenix wurde bei dieser Gelegenheit auf 30 Mill. ℳ abgerundet.

Im Jahre 1906 vereinigte sich dann der Phoenix mit dem Hoerder Bergwerks- und Hüttenverein, Hoerde bei Dortmund, dessen Roheisenerzeugung damals ebenso wie die des Phoenix die stattliche Höhe von rd. 400000 t erreicht hatte[1], und im Jahre darauf mit der Aktiengesellschaft Nordstern. Diese beiden für die Geschichte der Gesellschaft wichtigsten Ereignisse hoben sie weit über ihre bisherige Bedeutung hinaus und setzten sie auf eine viel breitere Grundlage. Der Phoenix wurde nicht nur unabhängiger im Bezug der Rohstoffe und Halberzeugnisse, sondern erhielt auch abgesehen von der Dekkung des Kohlenbedarfes der eigenen Anlagen einen so hohen Anteil am Absatz des Kohlensyndikates, daß auch ein Ausgleich der Gewinnunterschiede bei einer für Kohlen und Eisen verschiedenen Marktlage denkbar war. Die letzte Erweiterung des Werkes bestand dann 1910 im Erwerb der Aktiengesellschaft Düsseldorfer Röhren- und Eisenwalzwerke vormals Poensgen mit ihren Röhren-, Universal- und Stabeisenstraßen sowie Stahlwerken und Blechstraßen in Düsseldorf-Oberbilk und Düsseldorf-Lierenfeld. Für den Phoenix handelte es sich dabei um eine weitere Vervollständigung im Herstellen fertiger Waren. Das Aktienkapital der Gesellschaft ist durch diese Verschmelzung auf 106 Mill. ℳ gestiegen, womit sie unter den gleichartigen Unternehmungen Deutschlands augenblicklich an vierter Stelle steht. Ueber die gewaltige Ausdehnung ihrer Betriebe geben folgende Zahlen Aufschluß: Im Jahre 1911/12 sind auf den fünf Phoenix-Zechen rd. 5 Mill. t Kohlen gefördert worden. Die fünf Hochofenwerke haben rd. 1 Mill. t Roheisen erblasen. Die beiden großen Werke in Hoerde und Ruhrort stellen nur Thomaseisen her, das meist sofort verarbeitet wird, die kleineren Werke in Dortmund, Borbeck und Kupferdreh erzeugen fast nur Sonder-Roheisen, wie Spiegeleisen, Hämatit usw. An Rohstahl wurden in Hoerde, Ruhrort und Düsseldorf 1,347 Mill. t, davon 809000 t Thomas- und 538000 t Siemens-Martinstahl, gewonnen und an fertigen Waren in den Walzwerken, Gießereien, Schmieden und Verfeinerungswerkstätten rd. 1,38 Mill. t hergestellt[2].

Die neue Motorfeuerspritze der Adlerwerke in Frankfurt a. M., über die auf S. 1681 kurz berichtet ist, ist in Fig. 1 bis 4 ausführlich wiedergegeben. Der Wagen unterscheidet sich äußerlich kaum von einem Personenwagen, insbesondere da alle Rohranschlüsse und die meisten Hülfsgeräte in Kasten über und unter den Trittbrettern verstaut sind. Das Untergestell, Fig. 2 bis 4, läßt die von den Adlerwerken für alle Motorfeuerspritzen gewählte Anordnung der Hauptteile erkennen, die darin besteht, daß die Pumpe *a* zwischen Getriebekasten *b* und Maschinenkupplung *c* eingebaut wird. Die Pumpe bildet mit den

Fig. 1 bis 4. Motorfeuerspritze der Adlerwerke in Frankfurt a. M.

Fig. 1.

[1] Nach einer vom »Phoenix« herausgegebenen Denkschrift.

[1] Der Hoerder Verein ist ebenso wie der Phoenix im Jahre 1852 gegründet worden, vergl. Z. 1902 S. 1443.

[2] Einzelheiten über finanzielle Ergebnisse des Phoenix, s. T. u. W. 1912 S. 678.

Gehäusen der Maschine und des Getriebes sowie den erforderlichen Zwischenstücken einen fest zusammenhängenden Satz, der außerhalb des Rahmens fertig zusammengebaut und mit seitlichen Flanschen, Fig. 4, auf die verbreiterten Untergurte der Längsträger des Rahmens aufgesetzt wird. Bei dieser Anordnung wird die hohle Pumpenwelle mit der durchlaufenden Treibwelle des Wagens unmittelbar gekuppelt, nachdem das Wechselgetriebe abgeschaltet worden ist. Hinter dem Wechselgetriebe wird der Antrieb durch eine Kardanstütze mit Kugelgelenk auf die Hinterachsbrücke fortgeleitet.

Besondere Beachtung verdient die Bauart der Kreiselpumpe, Fig. 5 und 6, die mit zwei Laufrädern vierstufig arbeitet und ohne vorheriges Füllen der Saugschläuche angelassen werden kann. Die beiden symmetrisch ausgebildeten Laufräder arbeiten mit Teilbeaufschlagung, derart, daß die eine Hälfte des Rades *a* als erste, die zweite Hälfte des Rades *a* als zweite Druckstufe wirkt, während die dritte und vierte Druckstufe durch die beiden Hälften des Rades *b* dargestellt werden. Der Lauf des bei I eintretenden Wassers durch die Pumpe ist an der Hand der eingeschriebenen Zahlen und Pfeile leicht zu verfolgen. Wegen der geringeren Anzahl von Laufrädern wird die Pumpe kürzer und leichter als jede andre vierstufige Kreiselpumpe. Da sich außerdem die Achsschübe gegen die Laufräder zum größten Teil gegenseitig aufheben, so läßt sich die Welle leicht vollkommen entlasten. Die Stopfbüchsen sind von den Kanälen I und VIII durch die seitlichen Abdichtungen der Laufräder getrennt, so daß sie keine besonderen Druckbelastungen erfahren können.

Damit die Pumpe angelassen werden kann, auch wenn sich in den Saugschläuchen Luft befindet, ist der oben geteilte Saugkrümmer *c* aufwärts gerichtet, so daß er selbst nach Abnahme der Saugschläuche mit Wasser gefüllt bleibt. Vor dem ersten Inbetriebsetzen braucht man daher nur das Pumpengehäuse mit Wasser zu füllen. An den Saugstutzen ist mit Hülfe des Rohres *d* eine Art kleiner Windkessel mit Entlüftventil angeschlossen, der durch eine Zweigleitung mit dem Druckstutzen der Pumpe verbunden werden kann. Ein Handrad auf der Haube des Wagens dient zum Betätigen des Absperrventiles dieser Leitung. Nachdem man dieses Ventil und das Entlüftventil auf dem Windkessel geöffnet und die Druckstutzen abgesperrt hat, läßt man die Pumpe anlaufen. Der Wasservorrat genügt sodann, um einen vollkommen geschlossenen Kreislauf zu erzeugen, indem das Wasser aus dem Druckstutzen in den Windkessel zurücktritt und von hier aus wieder in den Saugraum fließt. Durch die in dem Saugraum angeordneten Rippen *e* und die den herabfließenden Wasserstrom teilende Rinne *f* wird hierbei eine eigenartige Wirkung erzeugt. Während die Räume *g* und *h* an den Seiten der Rippen zwangläufig mit Wasser beaufschlagt werden, wird in den Raum *i* zwischen den Rippen Luft hineingezogen und durch das Wasser mitgerissen, so daß sie sich in dem Windkessel abscheidet und durch das Entlüftventil abzieht. Infolgedessen wird die Saugleitung in kurzer Zeit leergesaugt und mit nachsteigendem Wasser gefüllt. Sobald dies geschehen ist,

Fig. 2 bis 4. Untergestell.

Maßstab 1 : 25.

Fig. 5 und 6. Kreiselpumpe.

entströmt dem Entlüftventil des Windkessels nur noch Wasser. Man hat dann dieses und die Verbindung zum Druckstutzen zu schließen, worauf die Schieber an den Druckstutzen geöffnet werden können.

Die beschriebene Einrichtung, welche die Anwendbarkeit der Kreiselpumpe im Feuerwehrbetriebe wesentlich erhöht, hat sich bei Vorführungen bis jetzt gut bewährt, so daß sie bei allen Motorfeuerspritzen der Adlerwerke benutzt werden soll. Dr. techn. A. Heller.

Das Kaiser Wilhelm-Institut für Kohleforschung zu Mülheim a. d. Ruhr ist die zweite Forschungsanstalt, deren Errichtung neben dem vor kurzem eröffneten »Kaiser Wilhelm-Institut für Chemie« in Dahlem bei Berlin, durch die »Kaiser Wilhelm-Gesellschaft zur Förderung der Wissenschaften«[1]) angeregt worden ist. Auf Grund eines Entwurfes des Senators der Kaiser Wilhelm-Gesellschaft, Professor Dr. Emil Fischer in Berlin, hat die Stadt Mülheim a. d. Ruhr die Kosten für den Bau und die innere Einrichtung der Anstalt übernommen und sind von der Bergbau- und Hüttenindustrie reichliche Beiträge zur Deckung der Unterhaltungskosten gezeichnet worden, so daß der Plan im Sommer 1912 einer Versammlung von Industriellen, Behörden und Vertretern der Wissenschaft vorgelegt und die Satzungen am 19. September 1912 von der Kaiser Wilhelm-Gesellschaft, von der das Institut eine Zweiganstalt bilden soll, genehmigt werden konnten. Inzwischen ist seine Gründung durch den Zusammentritt des Verwaltungsausschusses der beitragenden Industriewerke und des Kuratoriums im Oktober und November vollzogen worden. Die Mitglieder des Kuratoriums werden von der Kaiser Wilhelm-Gesellschaft, der Stadt Mülheim und vom Ausschuß vorgeschlagen. Außerdem gehören ihm einige Regierungsbeamte an. Den beiden Körperschaften soll in Zukunft ein wissenschaftlicher Beirat zur Seite stehen.

Ueber den Betrieb und die Ziele der neuen Anstalt hielt Professor Fischer auf der erwähnten Sommerversammlung eine bemerkenswerte Rede, der wir folgendes entnehmen[2]). Für die Arbeitsweise in dem neuen wie in dem bereits eröffneten Institut gilt der Grundsatz der freien Forschung, d. h. die Direktoren und andern selbständig arbeitenden Beamten sind in der Wahl ihrer Arbeiten frei, insofern nicht durch den Namen der Anstalt schon Grenzen für die Betätigung gezogen sind. Im allgemeinen wird vorausgesetzt, daß die von den Beamten erzielten Ergebnisse durch Veröffentlichung Besitz der Gesamtheit werden. Zur Anregung der Erfindungslust und aus volkswirtschaftlichen Gründen soll jedoch sämtlichen Beamten das Recht eingeräumt werden, nach eigenem Ermessen Patente zu nehmen. Ein Teil des Gewinnes aus diesen Patenten, etwa 25 bis 30 vH, wird nach den Bestimmungen an das chemische Institut in Dahlem abgeführt. Inwieweit diese Vorschriften sinngemäß auch bei der neuen Anstalt angewandt werden, wird die Verwaltung noch bestimmen. Die Untersuchungen werden sich auf Steinkohlen, Braunkohlen und Torf, gegebenenfalls auch auf Holz erstrecken. Professor Fischer führt als Beispiele für die Aufgaben die Verbesserung der Ammoniakerzeugung bei der Steinkohlenverkokung an, deren Ausbeute bisher nur 20 vH der theoretisch erreichbaren beträgt, ferner die wirtschaftliche Herstellung flüssiger Brennstoffe unmittelbar aus den festen, die Ausnutzung des Teeres im Sinne einer Ersetzung des Petroleums und Benzins durch Behandlung der hochsiedenden Bestandteile, die unmittelbare Gewinnung von Elektrizität aus Brennstoffen usw. Als Kosten der Anstalt nennt Professor Fischer die Summe von 700000 ℳ, wovon 400000 ℳ auf die innere Einrichtung einschließlich der wissenschaftlichen Geräte, Chemikalien usw. entfallen. Für laufende Betriebsmittel, Gehälter usw. sollen jährlich 100000 ℳ erforderlich sein. Als Zeitpunkt der Eröffnung glaubt er das Jahr 1914 bezeichnen zu können.

[1]) s. Z. 1911 S. 114.

[2]) Vergl. »Stahl und Eisen« vom 14. November 1912.

Versuche über die Formänderung von schnellaufenden Dampfturbinenscheiben sind in den Werkstätten der General Electric Co. mit einem Curtis-Laufrad von rd. 1000 mm Teilkreisdurchmesser angestellt worden. Um die Zunahme der ursprünglich 228,6 mm betragenden Weite der Nabenbohrung mittels eines Fühlhebelgerätes unmittelbar beobachten zu können, hatte man in die gebohrte Welle eine Stange eingeführt, gegen deren kegelige Spitze sich 3 unter 120° geneigte, gegen die Innenfläche der Nabe gestützte Stifte legten; wurde die Nabe weiter, so ließ sich die Stange um ein der Formänderung entsprechendes Maß nachschieben. Die Versuche haben ergeben, daß bei rd. 1600 Uml./min der Preßsitz des Rades auf der Welle lose wird, und daß dem Preßsitz eine Aufweitung der Nabe um 0,018 mm entspricht. Ebensoviel beträgt etwa die Aufweitung der Nabe unter dem Einfluß der Fliehkraft. Die Kurve der zunehmenden Nabenerweiterungen hat an dieser Stelle einen Knick. Sie läßt sich aber stetig bis zum Anfangspunkte des Koordinatennetzes verlängern. Mit zunehmender Umlaufzahl wächst die Nabenweite ziemlich schnell, so daß die Zunahme bei 3600 Uml./min bereits 0,15 mm beträgt. (American Machinist 23. November 1912)

Das Walchensee-Wasserkraftwerk. Der bayerische Wasserwirtschaftsrat hat sich bei seinen vor einigen Wochen stattgefundenen Beratungen mit dem von der obersten Baubehörde auf Grund der Vorentwürfe ausgearbeiteten Entwurf einverstanden erklärt. Hiernach soll in der Isar bei der Einmündung des Hochgrabens ein Wehr errichtet und die gewonnene Wassermenge durch einen Stollen in den Walchensee geleitet werden. Mit Rücksicht auf die Flößerei und die Wünsche der Tölzer Bevölkerung soll dagegen auf eine Ueberleitung des Rißbaches in den Hochgraben verzichtet werden. Ueber den Ausbau weiterer Gefällstufen bei Wallgau und Krünn will man sich erst später entscheiden. Das Walchenseewerk wird zunächst auf etwa 25000 PS ausgebaut. Von Oktober bis April wird der Seespiegel um einen Höhenunterschied bis höchstens 4,6 m gesenkt und bis zum Juni wieder auf seine normale Höhe gebracht. Der bisher ungeregelten Flößerei stehen in der Zeit vom 15. April bis 15. November je 4 Wochentage mit 12 Betriebstunden zur Verfügung. Der Wasserwirtschaftsrat erwartet, daß die wasserrechtlichen Verhandlungen nunmehr sofort zu Ende geführt und der Bau des Werkes möglichst bald in Angriff genommen werden. (Zeitschrift für die gesamte Wasserwirtschaft 20. November 1912 S. 456)

Das geplante Wasserkraftwerk Glambocksee. Zur Ausnutzung der für norddeutsche Verhältnisse recht leistungsfähigen Wasserkräfte des Glambocksees auf der pommerschen Seenplatte und zur Anlage eines Ueberland-Elektrizitätswerkes hat sich eine Gesellschaft gebildet und die Bauarbeiten nunmehr in Angriff genommen. Das Wasser des Glambocksees wird dem Oberlauf der Stolpe durch eine 700 m lange Druckrohrleitung zugeführt. Das hierdurch gewonnene Gefälle beträgt 34,5 m, sinkt jedoch zeitweise bis auf 22 m herab, wodurch eine gute selbsttätige Regelfähigkeit der Turbinen bedingt ist. Von den für den Vollausbau vorgesehenen sechs Haupttturbinen zu je 850 PS sind der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha zunächst drei in Auftrag gegeben worden. Gewählt sind Spiralturbinen mit Außenregelung.

Signal- und Fernsprechverbindung mit fahrenden Eisenbahnzügen. Nachdem bereits im Jahre 1910 von dem Teilhaber der Witton-Kramer Electrical Tool & Hoist Co. in Witton bei Birmingham, H. v. Kramer, erfolgreiche Versuche angestellt waren, einem fahrenden Zuge Fernsprechsignale mittelbar zuzuführen, sind jetzt verbesserte Einrichtungen dieser Art auf einer Eisenbahnlinie in Stratford-on-Avon geschaffen worden. Die Einrichtung beruht auf der Induktionswirkung eines längs des Gleises fest verlegten, von Wechselstrom durchflossenen Leiters auf Induktionsspulen, die an den Eisenbahnwagen angebracht werden und durch Fernsprecher oder feine magnet-elektrische Auslöser ermöglichen, dem Zugpersonal Signale zu erteilen. Ebenso können durch Mikrophone Mitteilungen vom Zug aus gemacht werden. Ursprünglich waren die Empfangsspulen in Form von großen Schleifen um den Eisenbahnwagen gewickelt und die festen Leiter als isolierte Kupferdrähte auf den Schwellen angebracht. Hierbei konnten Ferngespräche ohne Schwierigkeit geführt werden; aber es war nicht möglich, vom Zug aus den Signalwärter anzurufen und umgekehrt, sowie gleichzeitig zu sprechen und zu hören wie beim gewöhnlichen Fernsprecher. Jetzt hat v. Kramer auch eine solche Anläutevorrichtung für Induktionssignale ausgearbeitet und in den praktischen Betrieb eingeführt. Bei den Wagen der Stratfort-Linien sind zwei Induktionsspulen in etwa 75 cm senkrechtem Abstand voneinander wagerecht unter den Trittbrettern angebracht. Die feste Leitung ist als Kabelschleife 50 cm tief neben den beiden Gleisen verlegt und, um Einwirkungen auf die Land-Fernsprechanlagen zu vermeiden, mehrmals gekreuzt. Der Abstand des Kabels von der oberen Spule beträgt etwa 2 m. Die Zeichen konnten auch bei einer Zuggeschwindigkeit von 80 km/st übertragen werden. Die neueste Einrichtung umfaßt nicht nur Fernsprecher, sondern eine vollständige Signalanlage, deren Hauptbestandteil ein von v. Kramer gemeinsam mit Gisbert Kapp ausgearbeitetes sehr empfindliches Resonanzrelais ist. Dieser Auslöser fängt die außerordentlich schwachen Anrufströme auf und läßt durch weitere Auslöser stärkere Ströme in elektrischen Läutewerken, Lichtsignalen und elektromagnetischen Schaltern wirken. Die Stratfort Linie hat hierdurch eine vollständig selbständige Zugsicherungs- und Blockanlage erhalten, bei der die Züge in gefährlichen Fahrtstrecken aufgehalten werden und ihrerseits falsch gestellte Signale berichtigen. (ETZ 21. November 1912 S. 1215)

Betriebseröffnung der Mittenwaldbahn. Die Westinghouse-Bremsen-Gesellschaft in Hannover teilt uns zu unserer Notiz in Z. 1912 S. 1915 mit, daß die Lokomotiven und Wagen der Mittenwaldbahn außer der Westinghouse-Bremse keine Zusatzbremse, Bauart Hardy, erhalten haben. Die Lokomotiven sind ausschließlich mit der selbsttätigen und nichtselbsttätigen Westinghouse-Bremse (Doppelbremse), die Wagen mit der selbsttätigen Westinghouse-Schnellbremse ausgerüstet.

Erteilung des Nobelpreises für Physik an einen Ingenieur. Die Königl. Schwedische Akademie der Wissenschaften hat den diesjährigen Nobelpreis für Physik dem Ingenieur Gustav Dalén zugesprochen. Dalén ist hauptsächlich als Erfinder des Sonnenventiles und der Verwendung von gelöstem Azetylen für Leuchtfeuer, insbesondere Blinkfeuer, bekannt geworden [1]).

[1]) s. Z. 1909 S. 922.

Patentbericht.

Kl. 5. Nr. 243592. Bohrkopf für Gesteinbohrmaschinen oder dergl. Deutsche Maschinenfabrik A.-G, Duisburg. Der Bohrer *a* wird in der sich nach vorn verjüngenden Bohrkopfhöhlung *b* mittels der Keile *c*, *d* befestigt. Gegen die Nase *e* des Schlagkeiles *c* werden die zum Feststellen des Bohrers dienenden Hammerschläge geführt; mittels der gabelförmigen Ansätze *f* nimmt *c* dabei den Keil *d* mit, so daß der Bohrer stets zentrisch festgestellt wird.

Kl. 21. Nr. 251017. Reibungselektrisiermaschine. R. Skutsch, Dortmund. Die Elektrizität wird durch Reibung eines umlaufenden Bandes an einer mit anderer Geschwindigkeit umlaufenden Rolle erzeugt, und das Band wird nach Art eines Treibriemens mit möglichst großem Umschlingungswinkel um die Scheibe geführt.

Kl. 27. Nr 244888. Strahlpumpe. Siemens-Schuckert Werke G. m. b. H., Berlin. Die aus den Düsen *a* austretenden Wasserstrahlen bilden in den Kanälen *b* der drehbaren Trommel *c* Flüssigkeitskolben *d*, die durch *e* Luft ansaugen. Die mit Fangdüsen *f* versehene Stirnplatte *g* an der Austrittseite der Kanäle *b* kann so eingestellt werden, daß der Kanalaustritt freigegeben wird, wenn die Luft darin mindestens auf den Leitungsdruck gepreßt ist.

Kl. 27. Nr. 244544. Regelung parallel arbeitender Verdichter. Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin. Die Regelorgane *a* der parallel geschalteten Verdichter *b* werden von der gemeinsamen Steuerwelle *c* angetrieben, die mit der Hand oder durch einen beliebigen Regler verstellt werden kann. Durch Lösen einer Kupplung *d* kann jedes einzelne Organ *a* von der Welle abgeschaltet, mittels Handrades *e* unabhängig von den Organen der übrigen Verdichter verstellt und danach wieder mit *c* gekuppelt werden.

Kl. 27. Nr. 244326. Kapselgebläse oder Druckluftmotor. F. W. Machlet, Elizabeth, V. St. A. Beim Umlauf der im Zylinder *a* außerachsig gelagerten Trommel *b* verschiebt sich die Scheibe *c*, die um den zentrischen Zapfen *d* drehbar ist, in *b* hin und her. *c* besteht aus zwei durch Zwischenstücke getrennten Platten. Oeffnungen *e*, *f* in der einen arbeiten mit einem Schieber *g* derart zusammen, daß die durch das Rohr *h* dem Raum *i* zugeführte Dichtungsflüssigkeit jeweils nur der Kante *k* des wirksamen Flügels zugeführt wird. Die nach der Austrittseite mitgenommene Flüssigkeit wird zum Rohr *h* gebracht und wiederholt ihren Kreislauf.

Kl. 31. Nr. 244707. Maschine zum Einpressen des Formsandes in Formkästen. A. Mathieson, Armley bei Leeds, England. Die Walzen *a*, die unabhängig voneinander an den Enden einer Reihe nebeneinander liegender Hebel *b* gelagert sind, werden durch Schwingen des Armes *c* über den Formkasten *d* hinweggeführt. Die einzelnen Walzen können durch Gewichte *e* beliebig belastet werden.

Kl. 40. Nr. 245680. Austrag für Röstöfen. Maschinenbau-anstalt Humboldt, Köln-Kalk. Außer der durch Schieber *a* verschließbaren Austragöffnung *b* ist in dem Rohr *c* noch eine zweite Oeffnung *d* vorhanden, die für gewöhnlich durch die verschiebbare Lagerbüchse *e* der Schneckenwelle *f* geschlossen gehalten wird, bei Schluß der Oeffnung aber durch den im Rohr *c* auftretenden Förderdruck selbsttätig geöffnet wird.

Kl. 46. Nr. 241451. Mehrzylinder-Zweitaktmaschine. Gebr. Körting A.-G., Linden bei Hannover. Die Maschine wird durch Einführen von Druckluft in die Zylinder angelassen. Ein oder mehrere Zylinder können dabei von der gemeinschaftlichen Spülluftleitung abgeschaltet werden, so daß die gesamte von den Spülpumpen geförderte Luft nur einem Teil der Zylinder oder nur einem zugeführt wird, um die für die gewünschte Endkompression und Endtemperatur erforderliche Anfangskompression in diesen Zylindern zu erzielen.

Kl. 47. Nr. 240854. Schauglas für Schmierpumpen Robert Bosch, Stuttgart. Die bei aufeinander folgenden Kolbenhüben der Schmierpumpe geförderten Oelmengen sind verschiedenartig gefärbt. Dadurch wird das Einpressen von Luftblasen in den Oelfaden vermieden.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandes des Vereines deutscher Ingenieure

am 19. Oktober 1912 im Vereinshause zu Berlin, Charlottenstr. 43.

(Beginn 9 Uhr vormittags)

Anwesend:
Hr. Fehlert, Vorsitzender-Stellvertreter,
» Taaks, Kurator,
» Bogatsch, » Diesel, » Heil — Beigeordnete;
außerdem:
Hr. Linde, » D. Meyer — Direktoren des V. d. I.,
» Hellmich, Schriftführer.
Entschuldigt fehlen Hr. Köster und Hr. v. Miller.

Fürsorgebestimmungen für die Beamten des V. d. I.

An den Beratungen zu diesem Punkt nimmt Hr. P. Beck-München teil.

Dem Vorstande liegen der Entwurf der Fürsorgebestimmungen sowie Entwürfe für die Berichte des Vorstandes (Fassung vom September 1912) vor. In diesen Entwürfen sind die Gesichtspunkte berücksichtigt, die in den bisherigen Beratungen des Vorstandes, der Bezirksvereine und des Vorstandsrates zutage getreten sind.

Der Entwurf ist auf Wunsch des Vereinsvorsitzenden sämtlichen fürsorgeberechtigten Beamten zur Aeußerung vorgelegt worden.

Nach eingehender Beratung und Feststellung einiger Aenderungen und Ergänzungen beschließt der Vorstand:

Die Vorlage soll in der nunmehr beschlossenen Fassung den Bezirksvereinen mit Aeußerungsfrist bis 1. Februar n. J. möglichst umgehend zugehen.

Die Geschäftstelle wird beauftragt, dem Vorstand darüber Bericht zu erstatten, ob nach Einführung des neuen Versicherungsgesetzes für Angestellte eine freiwillige Versicherung bezw. Weiterversicherung der Beamten, deren Einkommen 5000 *M* übersteigt, im Interesse des Vereines und der Beamten liegt.

Der Vorstandsrat hatte in seiner diesjährigen Versammlung in Stuttgart beschlossen, daß für das Jahr 1913 die vollen Beiträge zur Reichs-Angestelltenversicherung aus Vereinsmitteln zu decken sind.

Der Vorstand beschließt, beim Vorstandsrat zu beantragen, daß der Verein diese Beiträge sowie die Beiträge zur reichsgesetzlichen Alters- und Invalidenversicherung dauernd übernimmt.

Zusammensetzung des Ausschusses zur Neubearbeitung der Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen.

Nach den Vorschlägen des Wissenschaftlichen Beirates soll der Ausschuß bestehen
aus 5 Vertretern der Maschinenbauanstalten,
» 4 » » Dampfkesselerzeuger,
» 4 » des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine,
» 4 Vertretern der Verbraucher,
» 4 » » Wissenschaft.

Der Vorstand billigt die vorgeschlagene Zusammensetzung. Er erklärt sich damit einverstanden, daß die Vertreter der ersten beiden Gruppen vom Verein deutscher Maschinenbau-Anstalten ernannt werden und daß der V. d. I. die Vertreter der letzten beiden Gruppen benennt, während die Vertreter der dritten Gruppe vom Internationalen Verband zu bezeichnen sind.

Ausgestaltung der Hauptversammlung 1913.

a) Besuch der amerikanischen Ingenieure.

Der Vorstand billigt die von dem vorbereitenden Ausschuß geplanten Veranstaltungen für den Empfang und die Führung der amerikanischen Gäste.

b) Anregung des Mittelthüringer B.-V.

Der Mittelthüringer B.-V. hat angeregt, im Anschluß an die Hauptversammlung in Leipzig gemeinsam mit den amerikanischen Gästen einen Ausflug nach Weimar oder Eisenach zu unternehmen.

Da nach dem in Aussicht genommenen Programm die Teilnahme der Amerikaner sich auf die beiden ersten Tage der Hauptversammlung beschränkt, so kann der Vorschlag des Mittelthüringer B.-V. nicht in das Programm aufgenommen werden.

c) Vorträge auf der Hauptversammlung 1913.

Der Vorstand bespricht die für die Hauptversammlung in Aussicht zu nehmenden Vorträge.

Anträge des Wissenschaftliches Beirates.

a) Bewilligung von Geldmitteln für Versuche.

Der Vorstand bewilligt auf Antrag des Wissenschaftlichen Beirates folgende Beträge:

Hrn. Prof. Dr. Knoblauch, München, 3000 *M* für Fortsetzung der Versuche über Wärmeleitfähigkeit von Isolierstoffen.

Demselben 2500 *M* zur Fortführung der Versuche über den Wärmeübergang von Heizgasen an gesättigten und überhitzten Dampf.

Hrn. Geh. Hofrat Prof. Dr. Mollier, Dresden, und Prof. Dr.-Ing. Nägel, Dresden, 5000 *M* zur Fortsetzung der Versuche an Wärmekraftmaschinen (Untersuchung eines Gleichstromdampfzylinders).

Hrn. Geh. Reg.-Rat Prof. Tammann, Göttingen, 5000 *M* zur Fortsetzung seiner Arbeiten über 1) Aenderungen der Eigenschaften der Metalle bei ihrer Bearbeitung; 2) Fortsetzung der den festen Zustand überhaupt betreffenden Arbeiten.

Hrn. Baudirektor Prof. Dr.-Ing. C. v. Bach, Stuttgart, 2000 *M* für Versuche über den Einfluß der Wärmebehandlung bei Flußeisen.

Die beiden letzten Bewilligungen werden für das Jahr 1913 ausgesprochen, da voraussichtlich 1912 Mittel dafür nicht mehr zu Verfügung stehen werden.

b) Aenderung der Leitsätze für den Wissenschaftlichen Beirat.

Der Vorstand genehmigt die vom Wissenschaftlichen Beirat vorgeschlagenen Aenderungen der Leitsätze für die Behandlung von Anträgen auf Bewilligung von Geldmitteln zu technisch-wissenschaftlichen Arbeiten. Die Ziffern 3, 4 und 7 der Leitsätze erhalten demnach folgende Fassung:

3) Anträge, deren Erledigung Sache des Staates, staatlicher oder gemeindlicher Körperschaften ist, oder die

darauf hinauslaufen, den Etat von öffentlichen Instituten zu entlasten, sowie Anträge, bei denen es sich um die wirtschaftlichen Interessen von einzelnen Personen und Werken oder von beschränkten Industriegruppen handelt, können nur dann Berücksichtigung finden, wenn die wissenschaftliche oder allgemein wirtschaftliche Bedeutung der Aufgabe eine unverzügliche Inangriffnahme oder mehrseitige Bearbeitung als erwünscht erscheinen läßt.

Arbeiten, an denen einzelne Industriegruppen ein unmittelbares wirtschaftliches Interesse haben, sollen vom Verein deutscher Ingenieure nur dann unterstützt werden, wenn die interessierten Kreise der Industrie einen angemessenen Teil der Kosten zu übernehmen bereit sind.

4) Die bewilligten Mittel dürfen nur für den Zweck verwendet werden, für den sie bestimmt sind; werden sie ohne Zustimmung des Vorstandes für andre Zwecke verwendet, so ist der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure berechtigt, Rückzahlung zu verlangen.

7) Ueber den Fortgang der Arbeiten ist — in der Regel zweimal jährlich — dem Verein deutscher Ingenieure auf dessen Verlangen zu berichten. Gewinnen der Wissenschaftliche Beirat und der Vorstand die Ueberzeugung, daß auf eine erfolgreiche Ausführung einer Arbeit nicht mehr gehofft werden kann, so ist letzterer berechtigt, seinerseits auf Fortführung der Arbeit zu verzichten und die Rückzahlung der bereits überwiesenen, aber noch nicht verwendeten Gelder zu verlangen.

c) Wahl von Mitgliedern.

Nach den Bestimmungen für den Wissenschaftlichen Beirat scheiden am 1. Januar 1913 erstmalig drei Mitglieder aus. Den Vorschlägen des Wissenschaftlichen Beirates entsprechend beschließt der Vorstand die Wiederwahl der Herren v. Bach und v. Linde und die Neuwahl des Hrn. Geh. Hofrats Prof. Ossanna, München.

d) Stiftung des Hrn. Dr.-Ing. Ernst Körting.

Der Vorstand beschließt in Uebereinstimmung mit Hrn. Dr.-Ing. Ernst Körting, den von diesem gespendeten Betrag von 15000 ℳ als Grundstock für einen Fonds zu verwenden, dessen Zinsen für wissenschaftliche Arbeiten und Versuche bestimmt sein sollen. Der Vorstand gibt sich hierbei der Hoffnung hin, daß die hochherzige Spende des Hrn. Körting die Anregung in weitere Kreise tragen wird, durch Zuwendungen zu diesem Fonds zur Förderung des Fortschrittes deutscher Technik beizutragen.

Kinematographische Vorführungen in den Bezirksvereinen.

Hr. D. Meyer berichtet über die bisherigen Vorarbeiten der Geschäftstelle.

Es hat sich ergeben, daß die Anzahl der verwendbaren Films nicht sehr groß ist, so daß in Frage kommt, ob der Verein selbst Aufnahmen machen soll. Hr. v. Miller hat empfohlen, vorläufig ohne Beschaffung eines eigenen Aufnahmeapparates die Aufnahmen von Berufsphotographen gegebenenfalls unter Vermittlung von Firmen machen zu lassen. Der Vorstand schließt sich dieser Ansicht an und beauftragt die Geschäftstelle, mit geeigneten Firmen in Verbindung zu treten, die unter beratender Mitwirkung des Vereines Aufnahmen machen sollen.

Die Anworten der Bezirksvereine auf den ihnen zugesandten Fragebogen sind noch spärlich. Aus den eingelaufenen Aeußerungen geht aber bereits hervor, daß doch bei der Mehrzahl der Bezirksvereine Gelegenheit besteht, einen Wiedergabeapparat zu leihen oder ein Vorführungslokal zu mieten. Der Vorstand beschließt, das Ergebnis der Umfrage abzuwarten, ehe über die Beschaffung eines Wiedergabeapparates Beschluß gefaßt wird.

Im allgemeinen ist der Vorstand der Ansicht, daß nur ein allmählicher Ausbau in Frage kommt, da sich die Entwicklung auf diesem Gebiete noch in raschem Fluß befindet und das Versuchsstadium noch nicht abgeschlossen ist.

Hr. Bogatsch weist darauf hin, daß die Schwierigkeiten der polizeilichen Genehmigung mit den Fortschritten der unentflammbaren Films, wie sie z. B. von der »Unentflammbar«-Film-Kopier G. m. b. H., Berlin, angeboten werden, abnehmen werden. Er regt an, daß die Geschäftstelle auch die Vermittlung von Films für Reisevorträge u. a. übernimmt.

Streichung von zur Mitgliedschaft angemeldeten Herren.

Der Vorstand ist damit einverstanden, daß die Anmeldung solcher Herren, die Eintrittsgeld und ersten Beitrag innerhalb angemessener Frist nicht bezahlt haben, als zurückgezogen angesehen wird, wenn der betreffende Bezirksverein seine Zustimmung gibt und die Vermittlung durch die Paten erfolglos bleibt.

Auswärtige Mitglieder.

Im Auslande wohnenden Mitgliedern, die den Mitgliedbeitrag eingesandt, der Aufforderung, auf die Zeitschrift zu abonnieren, aber nicht Folge gegeben haben, soll zwar die Mitgliedkarte zugesandt, zugleich aber mitgeteilt werden, daß ihnen die Zeitschrift nicht zugestellt werden kann.

Den auswärtigen Mitgliedern, welche weder den Mitgliedbeitrag eingesandt noch der Aufforderung, auf die Zeitschrift zu abonnieren, Folge gegeben haben, soll vor ihrer Streichung nochmals ein Mahnschreiben zugesandt werden.

Belästigung der Industrie durch statistische Erhebungen für Doktorarbeiten.

In neuerer Zeit mehren sich die Fälle, daß jüngere Herren an die Industrie herantreten, um sich von ihr Angaben für wissenschaftliche Arbeiten zu erbitten. Die Erfahrung lehrt, daß die Anfragenden in vielen Fällen ihrer Aufgabe nicht gewachsen sind, und daß sie infolgedessen aus den Ergebnissen ihrer Umfrage unberechtigte Schlüsse ziehen, die, wenn die Arbeiten allgemeiner bekannt werden, für die Industrie in einzelnen Fällen schädliche Folgen haben können.

Der Vorstand erkennt an, daß solche Erhebungen zu einer Belästigung der Industrie führen, die ohnedies mit statistischen Arbeiten für alle möglichen Zwecke reichlich belastet ist, und hält eine Erörterung der Frage im Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen für zweckmäßig.

Eintritt des Hrn. D. Meyer in den Vorstand des Allgemeinen deutschen Realschulmännervereines.

Hr. D. Meyer berichtet, daß der unter wesentlicher Mitwirkung des V. d. I. seinerzeit ins Leben gerufene Verein für Schulreform sich mit dem Allgemeinen deutschen Realschulmännerverein verschmolzen hat. Er sei zum Eintritt in den Vorstand dieses Vereines aufgefordert worden. Der Vorstand erklärt sich mit der Uebernahme des Amtes seitens des Hrn. D. Meyer einverstanden.

Stiftung der Büste Redtenbachers.

Von der Tochter Ferdinand Redtenbachers ist dem Verein ein von Professor Moest bearbeiteter Gipsabguß der von diesem Künstler modellierten Büste ihres Vaters gestiftet worden.

Der Vorstand begrüßt diese hochherzige Stiftung und beauftragt die Geschäftstelle, Frl. Redtenbacher seinen wärmsten Dank zum Ausdruck zu bringen.

Hauptversammlungen 1914 und 1915.

Der Vorstand nimmt Kenntnis von vorliegenden Einladungen.

Außerdem erstreckten sich die Beratungen des Vorstandes auf die Behandlung von Ausschußberichten, das Finanzwesen der Bezirksvereine, die Honorierung von Vorträgen in den Bezirksvereinen, die Aufnahmebedingungen, den Ausschluß von Mitgliedern, die Abgabe der Zeitschrift zu ermäßigten Preisen, die Vermietung der Geschäftsräume des neuen Vereinshauses, Beitritt zu andern Vereinigungen, Anträge auf Bewilligung von Geldmitteln, Angelegenheiten der Redaktion, Angelegenheiten der Beamten u. a. Linde.

(Schluß der Sitzung gegen 5 Uhr.)

Soeben ist der vierte Band der

Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie, Jahrbuch des Vereines deutscher Ingenieure, herausgegeben von Conrad Matschoß

erschienen. Er umfaßt IV und 357 Seiten mit 348 Figuren und 7 Bildnissen. Das Werk, von dem jedem Bezirksverein ein Abdruck übersandt worden ist, kann von den Mitgliedern des Vereines zum Preise von 6 ℳ (zuzüglich Porto) unmittelbar von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstr. 23/24, bezogen werden. Für Nichtmitglieder ist der Preis des ungebundenen Abzuges auf 8 ℳ festgesetzt. (Der Preis des in Leinen gebundenen Jahrbuches beträgt für Mitglieder 7,50 ℳ, für Nichtmitglieder 10 ℳ.)

Der vierte Band enthält:

R. Wolf, der Begründer der Maschinenfabrik R. Wolf in Magdeburg-Buckau. Von Conrad Matschoß, Berlin.
Zur Geschichte der Königlichen Gewehrfabrik in Spandau unter besonderer Berücksichtigung des 18. Jahrhunderts. Von Militärbaumeister Dipl.-Ing. Wilhelm Hassenstein, Spandau.
Die ersten Versuche zur Einführung der Bobbinnetfabrikation im Königreich Sachsen. Von Professor Hugo Fischer, Dresden.
Benoit Fourneyron. Von Dr. Karl Keller, München, vormals Professor in Karlsruhe.
Aus der Werkstatt deutscher Kunstmeister im Anfang des 19. Jahrhunderts. (Nach alten Originalzeichnungen.) Von Conrad Matschoß, Berlin.
Die Geschichte der mittelamerikanischen Kanalunternehmungen. Von Dr. Richard Hennig, Berlin-Friedenau.
Das Materialprüfungswesen und die Erweiterung der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Elastizität und Festigkeit in Deutschland während der letzten vier Jahrzehnte. Von Professor R. Baumann, Stuttgart.
Paul v. Strobach. Selbstbiographie, herausgegeben und mit Anmerkungen versehen von Dr. techn. Hugo Fuchs, Prag.
Die Entwicklung der Zahnräder. Von O. Kammerer, Charlottenburg.
Beiträge zur Geschichte der Werkzeugmaschinen. Von Professor Dr.-Ing. Hermann Fischer, Hannover.
Die Förderung der Textilindustrie durch Friedrich den Großen. Von Conrad Matschoß, Berlin.
Der Einfluß des Baues der Semmeringbahn auf die Entwicklung der Gebirgslokomotive. Von Dr. techn. Rudolf Sanzin, Wien.

Nähere Angaben sowie eine Bestellkarte enthält eine Ankündigung, die den Mitgliedern des Vereines von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer zugegangen ist.

Der reiche Inhalt, der die verschiedenen Arbeitgebiete des Ingenieurs berührt, wird vielen unserer Mitglieder Interessantes bieten. Wir hoffen, daß auch dieses neue Unternehmen die Unterstützung unserer Mitglieder finden wird, die schon so vielfach haben erkennen lassen, daß sie den Wert ernsthafter geschichtlicher Arbeit auch für den Ingenieur hoch einschätzen.

Vom Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen ist ein Ratgeber für die Berufwahl:

Die Ausbildung für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie

(Maschinenbau, Schiffbau, Elektrotechnik),

herausgegeben.

Das technische Unterrichtswesen hat durch die rasche Entwicklung der Technik in den letzten Jahrzehnten vielfache und zum Teil einschneidende Aenderungen erfahren. Infolgedessen ist die Kenntnis der Ausbildungsmöglichkeiten selbst in den unmittelbar beteiligten Kreisen oft recht lückenhaft. So kommt es, daß für die jungen Leute, die sich dem technischen Beruf widmen wollen, und für deren Berater ein Bedürfnis nach einem Ratgeber und Führer auf diesem Gebiete besteht. Diesem Bedürfnisse will der Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen durch Herausgabe der vorliegenden kleinen Schrift entgegenkommen.

Der »Ratgeber für die Berufswahl in der mechanischen Industrie« beschäftigt sich in drei Abschnitten mit der Ausbildung im Gebiete des Maschinenbaues und der verwandten Fächer.

In dem ersten Abschnitte werden die Anforderungen an die Vorbildung dargelegt, welche von den verschiedenen Bildungsanstalten gestellt werden. Auch werden der Wert, die Notwendigkeit und die nötige Dauer der dem Studium vorausgehenden praktischen Vorbildung für die verschiedenen Schularten erörtert.

Der zweite Abschnitt bietet eine Zusammenstellung der deutschen Technischen Hochschulen und von höheren und niederen Maschinenbauschulen, sogenannten Technischen Mittelschulen, auf Grund der dem Deutschen Ausschuß zur Verfügung stehenden Unterlagen. Es sind die Aufnahmebedingungen, Beginn und Dauer des Unterrichtes, Schulgeld und Gebühren zusammengestellt und die Berechtigungen angeführt, die durch erfolgreichen Besuch solcher Schulen erworben werden.

Der dritte Abschnitt ist als »Merkblatt für die praktische Werkstattausbildung« bezeichnet. Sowohl für das Studium an den Technischen Hochschulen wie an den Technischen Mittelschulen ist eine voraufgehende praktische Ausbildungszeit unerläßlich, die dem jungen Mann nicht nur diejenigen praktischen Kenntnisse vermitteln soll, die zum Verständnis der technischen Vorträge erforderlich sind, sondern zugleich auch den Praktikanten in die Lebensanschauungen und die ganze Lebensart der Arbeiterschaft einzuführen bestimmt ist. Für den künftigen Studierenden der Technischen Hochschule ist eine einjährige Praktikantenzeit, für die Schüler der Technischen Mittelschulen eine zwei- bis vierjährige Lehrzeit durchweg vorgeschrieben. Dieser Abschnitt soll dem Praktikanten die Gesichtspunkte bekannt geben, die für die Forderung einer praktischen Vorbildung maßgebend sind und die zur möglichst nutzbringenden Verwertung der praktischen Arbeitzeit zu beachten sind. Es wird über Zweck, Dauer, Art und Einteilung der praktischen Arbeit Auskunft gegeben.

Der Ratgeber ist im Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin erschienen und für 35 ₰ im Buchhandel zu haben.

Der Sonderabdruck der in Z. 1912 S. 1795 u. f. veröffentlichten

Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren

und der dazu gehörigen Erläuterungsberichte

ist in Heftform erschienen und kann gegen Voreinsendung von 50 ₰ von der Geschäftstelle postfrei bezogen werden.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **127/28. Heft** erschienen; es enthält:

Schöttler: Biegungsversuche mit gußeisernen Stäben.

Der Preis des Doppelheftes beträgt 4 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 ₰ erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Doppelheft für 2 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 50. **Sonnabend, den 14. Dezember 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

Kräfteverteilung und Greifen bei Selbstgreifern.[1]

Von Dr.-Ing. **Pfahl.**

Vorwort.

Ueber die Kräfteverteilung und das Greifen bei Selbstgreifern herrschen in der Literatur noch viele Unklarheiten; Versuche, sie aufzuklären, wurden kaum gemacht. Vor längerer Zeit hat B. Salomon Untersuchungen veröffentlicht[2]), die sich auf den Grabwiderstand einer kleinen, im starren Lager drehbaren Modellschaufel erstreckten. Mögen diese Versuche auch einigen Aufschluß über Schaufelkrümmungen, Materialquetschungen und -reibungen u. a. ergeben, daraus auf einen Kräfteverlauf beim Greifen zu schließen, ist nicht möglich. Abgesehen von kurzen Greiferbeschreibungen befaßt sich mit den Greifern näher erst G. v. Hanffstengel[3]); er sucht auch eine Erklärung des Kräfteverlaufes anzugeben, die aber zu keinem Ergebnis führt, da die Versuchsunterlagen fehlen.

Da entschloß sich der Verfasser, die Verhältnisse näher zu untersuchen, nachdem er dieser Frage durch die Bearbeitung einzelner Greifversuche näher gekommen war, die Geh. Regierungsrat Professor Kammerer bei der Untersuchung von Verladeanlagen in Hamburg und Flensburg ausgeführt hatte[4]).

Dank der Unterstützung von Geheimrat Kammerer gelang es, die Versuche in größerem Umfange und mit den besten Meßvorrichtungen auszuführen. Die Greifer stellte J. Pohlig A.-G. in Köln-Zollstock zur Verfügung, die Anlage und die Bedienungsmannschaft überließ die Deputation der Städtischen Gaswerke der Stadt Charlottenburg in ihrer Gasanstalt II. Außerdem unterstützte die Jagor-Stiftung zur Vermehrung nützlicher Kenntnisse und Fertigkeiten die vorliegenden Arbeiten, so daß es möglich wurde, sie mit den besten Mitteln durchzuführen. Allen, die mich hierbei mit Rat und Tat unterstützt haben, spreche ich an dieser Stelle meinen besten Dank aus.

Fig. 1.

Die Versuchsanlage in der Gasanstalt II der Stadt Charlottenburg.

Die Ausführung der Versuche.

Die Anlage der Gasanstalt II.

Die Gasanstalt II der Stadt Charlottenburg hat zur Bedienung ihres Kohlenlagerplatzes zwei von J. Pohlig A.-G. erbaute Verladebrükken; die an der Wasserseite des Platzes stehende konnte für die vorliegenden Untersuchungen benutzt werden.

Der Brückenkran, Fig. 1, überspannt den Lagerplatz auf 41,50 m; sein oberer Querträger hält in einer Höhe von 19,80 m die Schienen für die Laufkatze, der untere ist als Absturzbrücke für die Hängebahnwagen ausgebildet und trägt in einer Höhe von 9,90 m die Laufschiene der Hängebahnwagen.

Die Laufkatze ist mit einem 2,25 cbm-Hone-Greifer ausgerüstet und hat die Aufgabe, vom Platz und von den Bahn-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

[2]) B. Salomon, Die Naßbagger, Z. 1886 S. 995 u. f.

[3]) G. v. Hanffstengel, Die Förderung von Massengütern, 1909, Bd. II S. 171 u. f.

[4]) Z. 1912 S. 617 u. f.

anschlußgleisen Kohlen für die Retortenhäuser aufzunehmen und Bahnkohle auf den Platz zu verladen. Auch zum Verladen von Koks werden die Brücken benutzt, wobei der Greifer gegen einen besondern Kokskübel ausgetauscht wird.

Die Laufkatze war für die Untersuchungen vorzüglich geeignet; denn einerseits ist der Wirkungsgrad des Windwerkes hoch, da vom Motor zur Trommel nur eine zweifache Stirnräderübersetzung vorhanden ist, und anderseits ist das Hubwerk durch seitliche Laufstege gut zugänglich und das Führerhaus geräumig genug, so daß die ziemlich umfangreichen Meßvorrichtungen bequem untergebracht werden konnten, Fig. 2 und 3.

Fig. 2 und 3.

Einbau der Meßvorrichtungen in die Laufkatze.

Maßstab 1 : 100.

Jnhalt 2,25 cbm

- s Schalttafel
- w Funkenschrift-Wattmesser
- h Funkenschrift-Hubwegmesser
- p Papiervorschubmotor
- u Umformer, 0,21 KW
- T_1 Meßseiltrommel an der Trommelwelle
- T_2 Meßseiltrommel am Hubwegmesser
- c Kontaktgeber für Einsinken
- f Flaschenzug zu h
- F Flaschenzug zu c
- k Entlastungsgewicht
- b Stützbalken für k
- m Hubmotor

Das Hubwerk wird durch einen AEG-Hauptstrom-Kranmotor W. D. 47 (N = 48,8 PS, n = 750 Uml./min) angetrieben, dessen Leistung mit der Uebersetzung 1 : 3,5 auf ein Vorgelege und von dort mit 1 : 4 auf die Trommel übertragen wird. Bei dem Trommeldurchmesser D = 500 mm wird die normale Seilgeschwindigkeit

$$v = \frac{D \pi n i}{60} = \frac{0,5 \pi 750}{60 \cdot 3,5 \cdot 4} = 1,4 \text{ m/sk}.$$

Der dazu gehörige Seilzug ist dann

$$S = \frac{N\, 75\, \eta}{v} = \frac{48,8 \cdot 75 \cdot 0,85}{1,4} = 2220 \text{ kg}.$$

Dies ergibt bei der Hubgeschwindigkeit v = 0,7 m/sk eine normale Nutzlast von 4440 kg.

Bei den geringeren Seilzügen im Anfange des Greifens ist der Einfluß der Windwerkmassen bedeutend; deshalb wurde eine genaue Massenberechnung aufgestellt, deren Ergebnis in der folgenden Zahlentafel wiedergegeben ist.

umlaufende Massen auf der Welle	GD^2 kg·m²	Uebersetzung i bis zur Trommel	$GD^2 i^2$ kg·m²
des Motors:			
Anker	16,50		
Ritzel	0,45		
	16,95	14	3320
des Vorgeleges:			
großes Stirnrad	42,50		
kleines Stirnrad	0,80		
Bremse	14,70		
	58,00	4	930
der Trommel:			
Stirnrad	103,00		
Trommel	62,00		
	165,00	1	165
		$\Sigma GD^2 i^2$	4415

Daraus ergibt sich das auf das Seil bezogene Gewicht

$$G = \frac{\Sigma G D^2 i^2}{D^2} = \frac{4415}{0,5^2} = 17660 \text{ kg}$$

und die auf das Seil bezogene Masse

$$M = \frac{G}{g} = \frac{17660}{9,81} = 1800 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sk}^2}.$$

Die Versuchseinrichtung.

Dem Einbau der Meßvorrichtungen boten sich keine Schwierigkeiten. Die Präzisionsmeßgeräte w und h wurden auf eine gemeinsame Schalttafel s gebracht, die im Führerhaus fest aufgestellt wurde. An ihr waren sämtliche Regelwiderstände, Hülfsgeräte und Leitungen für die Schwachströme angebracht. Sie war zu jeder Zeit nach Anschluß der Präzisionsmeßgeräte betriebsfertig. Den Gerätestrom lieferte ein Umformer u von 0,21 KW, der die Spannung von 220 V auf 14 V herabsetzte.

Bei den einzelnen Versuchen wurden folgende Werte gemessen, teils aufgezeichnet, teils abgelesen:

die Zeit t durch Einschläge in das Papier,
der Leistungsverbrauch N des Motors durch einen Wattmesser w mit Funkenschrift,
der Weg des Hubseiles durch Aufzeichnung des Meßgerätes h,
das Einsinken des Greiferkopfes durch Kontaktgeber c,
die Be- oder Entlastung des Greifers durch Gewichte k,
die Füllung des Greifers durch Abwägen mit einer Kranwage.

Zum Vorschub des Papieres der beiden aufzeichnenden Meßgeräte w und h wurde ein kleiner Hauptstrom-Elektromotor p verwandt, der das Papier gemäß der zugeführten Spannung mit einer Geschwindigkeit von rd. 2 cm/sk vorwärts bewegte. Die Kassetten der Registrierapparate tragen auf beiden Seiten einen Kontaktgeber, Fig. 5 und 6, von denen der linke für die Zeitmessung benutzt wurde. Jede zweite Sekunde schloß die Kontaktuhr einen Stromkreis und gab so einen Einschlag in das Papier. Die Auswertung wurde bei beiden Meßgeräten auf diese gleichen Zeitkontakte bezogen, und so konnte für die zeitliche Uebereinstimmung die größte Genauigkeit erzielt werden.

Auf der linken Seite der Schalttafel befand sich ein Siemensscher Präzisions-Wattmesser w mit Funkenregistrierung, dessen Schaltung nach Fig. 4 ausgeführt wurde; es wurde so unmittelbar die vom Hubmotor gebrauchte Leistung gemessen, unter Ausschaltung der Verluste im Anlasser. Da bei dieser Schaltung nur ein Bruchteil des absoluten Wattverbrauches aufgezeichnet wurde, konnten die Stromspulen des Gerätes hintereinander geschaltet werden, wodurch ein doppelter Ausschlag des Zeigers und eine größere Genauigkeit der Messung erreicht wurde. Als Vorschaltwiderstand wurden der Spannungsspule 3300 Ω gegeben; danach betrug bei

einem Eigenwiderstand der Spule von 1100 Ω die Konstante des Gerätes $\frac{1100+3300}{1100} = 4$. Bei dieser Schaltung zeigte ein Strich der Teilung 160 W, so daß der ganze Ausschlag der Teilung mit 150 Teilstrichen 24 KW ergab. Auf eine größere Leistung war beim Greifen und dem Anfang des Hebens nicht zu rechnen, da die ersten Stufen des Anlassers bei den Versuchen nicht verlassen wurden.

Fig. 4.

Schaltung des selbstaufzeichnenden Wattmessers.

Das Meßgerät h zum Aufzeichnen des Hubseilweges befand sich rechts auf der Schalttafel. Dieses Gerät, Fig. 5 und 6, wurde vom Verfasser für die Versuche neu entworfen, kam es doch viel auf ein genaues Messen des Seilweges zur Bestimmung der Geschwindigkeit und zur richtigen Konstruktion der Eindringwege der Greiferschaufelspitze an. Das Gerät arbeitete auf folgende Weise: Ein mit 5 Platinkontakten versehenes Stahlband, das auf 2 Hartgummischeiben läuft, wird in die entsprechende Bewegung wie die Hubtrommel durch mechanische Wegübertragung versetzt; sobald sich die Platinkontakte über der Elektrode der Funkenkassette bewegen, springt der Funke über und zeichnet auf dem Registrierpapier eine fortlaufende Kurve, wie es die Figur 5 erkennen läßt; verläßt ein Stift die Elektrode, so beginnt der folgende mit der Fortsetzung der Kurve; man erhält eine beliebig lange Wegkurve und kann daraus Geschwindigkeiten und Beschleunigungen für jeden Augenblick sehr leicht berechnen.

Die Uebertragung der Geschwindigkeit ist in den Figuren 2, 3 und 6 wiedergegeben; sie geschah auf folgende Weise: Auf das eine Ende der Trommelwelle ist eine kleine Meßseiltrommel T_1 aufgeschraubt, die genau den gleichen Durchmesser wie die Trommel T_2 am Gerät hat. Das auf T_1 aufgewundene Meßseil (-———- in Fig. 2 und 3) geht über verschiedene Führungsrollen zur Trommel T_2, umschlingt sie einige Male und wird dann durch einen sechsfachen Flaschenzug f gespannt. Bei Bewegungen der Hubtrommel bewegt sich also Trommel T_2 mit der gleichen Umlaufzahl, und diese Bewegung wird dann durch Zahnräderübersetzungen auf die rechte Hartgummischeibe mit einem Durchmesser $D_b = 110$ mm übertragen, während die linke zum Spannen des Bandes auf einen Schlitten gesetzt ist. Die Uebersetzung geschieht in 2 Stufen, und zwar von der Trommel T_2 durch ein Rad mit 20 Zähnen über ein Zwischenrad auf ein Rad mit 80 Zähnen und von dieser Welle durch ein Rad mit 20 Zähnen auf die Hartgummischeibe mit einem Rade von 44 Zähnen. Bezeichnet man mit S_s den Seilweg, D_s den Seiltrommeldurchmesser, S_b den Bandweg und i die Zahnräderübersetzung, so entsteht folgende Beziehung:

$$\frac{S_b}{S_s} = \frac{D_b}{D_s i} = \frac{0{,}11}{D_s}\,\frac{20 \cdot 20}{44 \cdot 80} = \frac{1}{80\,D_s},$$

$$S_b = \frac{S_s}{80\,D_s}.$$

Bei $D_s = 0{,}5$ m ergab sich als Maßstab:

$$S_b = \frac{S_s}{0{,}5 \cdot 80} = {}^1/_{40}\,S_s.$$

Das Gerät zeichnet also den Seilweg in $^1/_{40}$ der natürlichen Größe auf. 25 mm Bandweg geben 1 m Seilweg, und der Wegzuwachs während 4 sk gibt unmittelbar die Seilgeschwindigkeit im Maßstabe 0,1 m/sk = 1 cm.

Zu einem genauen Konstruieren der Eindringwege der Schaufelspitze mußte außerdem das Einsinken des Greiferkopfes beim Greifen aufgezeichnet werden. Es geschah dies durch einen Kontaktgeber c, wie er in Fig. 2 angegeben ist. Eine Seilrolle von einem Durchmesser $D = 182$ mm war mit einem Kettenrade von 22 Zähnen starr gekuppelt und beweglich auf eine feste Achse gesetzt. Ein Stahlseil von $d = 2{,}5$ mm, das am Greiferkopf befestigt war, umschlang die Rolle einmal und wurde dann von einem sechsfachen

Fig. 5 und 6.

Meßvorrichtung zum Aufzeichnen des Hubseilweges.

Flaschenzuge F gespannt, der mit einem Gewichte von 50 kg belastet war. Jede Bewegung des Greiferkopfes übertrug sich auf Seilrolle und Kettenrad, dessen Zähne einen elektrischen Kontakt öffneten und schlossen. Dieser Kontakt betätigte die rechten Kontaktgeber der Funkenkassetten und gab so Einschläge im Registrierpapier. Ebenso wie das Ein-

sinken wurde dann beim Heben auch die Hubbewegung des Kopfes aufgenommen, die der Seilhubbewegung gleicht.

Der Entfernung zweier Kontaktpunkte entsprach danach folgender zurückgelegte Weg des Greiferkopfes c:

$$c = \frac{(D + d)\pi}{z} = \frac{(182 + 2,5)\pi}{22} = 0,0264 \text{ m.}$$

Zur Untersuchung des Einflusses des Greifergewichtes auf das Greifen wurde der Greifer einmal mit 200 kg und 400 kg belastet und dann mit gleichen Gewichten wieder entlastet. Zur Entlastung übte am Greiferkopf ein Seil den gewünschten Zug aus, dessen Rückführung mit Schwierigkeiten verknüpft war; denn es mußten zwei schwere, besonders unterstützte [-Profile b über Katzenfahrwerk und Führerhaus gelegt werden, Fig. 2, um Lagerpunkte für die Umleitrollen zu erhalten. Das Seil wurde durch seitlich geschlitzte 50 kg-Gewichte k belastet, die sich leicht mit ihren Schlitzen in einen aus Flacheisen zusammengesetzten Rahmen einbringen ließen.

Zum Abwägen der Kohlen wurde das feste Seil des in der Flasche hängenden Greifers zu einer Kranwage geführt; es ließ sich so am genauesten das Gewicht der gegriffenen Kohle unter Berücksichtigung der Entlastungen und Belastungen bestimmen. Nach jedem Versuch wurde der gefüllte Greifer mit hängendem Seil im Zustand der vollständigen Ruhe abgewogen.

Da es bei der großen Zahl der Versuche (rd. 130) schwierig war, die einzelnen Kurvenblätter bei den kurzen Zeiten zwischen den Versuchen auseinander zu halten, wurden gummierte Protokollzettel benutzt, die gelocht zusammengefaßt wurden, Fig. 7. Sie enthalten die Versuchsnummer vorgedruckt und haben am Kopfe zwei Nummerzettel, die nach dem Versuch sofort abgetrennt und auf die Kurvenblätter geklebt wurden. Da auch für alle notwendigen Angaben Vordrucke vorhanden sind und Raum für besondere Vermerke gelassen ist, konnten beim Auswerten der Versuche Verwechslungen und Unklarheiten nicht auftreten. Die Zettel haben sich gut bewährt und das Ordnen bedeutend erleichtert.

Fig. 7. Protokollzettel.

No: 14 | No: 14

Versuchs-No: 14
Greifertype: 2,25 cbm
Belastung: −200 kg.
Material: grob
Greiferinhalt: 1662 kg
Bemerkungen:

Die Eichung des Katzenhubwerkes.

Um einen genauen Maßstab dafür zu erhalten, welche Kräfte wirklich in den Greifer gelangt sind, wurde eine Eichung des Windwerkes durch einzelne Hubkurven vorgenommen, wobei als Belastung der Flacheisenrahmen mit den geschlitzten Gewichten benutzt werden konnte. Die Belastung wurde von 50 auf 100 kg und weiter bis auf 1500 kg um je 100 kg gesteigert; eine höhere Belastung gestattete der Rahmen nicht, es wurden deshalb die Kurven bei höheren Seilzügen durch einzelne Hubversuche mit gefüllten Greifern ergänzt. Um die Massenwirkung auszuscheiden, wurde auf die ganze Hubhöhe gehoben und die konstante Hub-Endgeschwindigkeit in Rechnung gesetzt. Da der Rahmen für die Belastungsgewichte ebenso schwer war wie das hängende Greiferseil, konnten die Eichwerte unmittelbar für die Versuchstellung benutzt werden.

Für alle Versuche wurde auf der ersten Anlasserstufe gegriffen, nur mußte bei den schwereren Greifern zum Schluß der Greifzeit auf die zweite und in Einzelfällen — bei feiner Kohle — auch auf die dritte Stufe übergegangen werden. Für alle drei Stufen wurde das Windwerk geeicht; das Ergebnis ist in den Kurven der Figuren 8 und 9 festgelegt.

Die Wirkungsgradkurve wurde als Funktion der Hubseilgeschwindigkeit des Greifers aufgetragen, Fig. 8, und zwar bei der ersten Stufe für alle Geschwindigkeiten und bei der zweiten nur für den Untersuchungsbereich.

Beim Greifen arbeitete der Motor immer im Bereich der Ueberlastung, und es ergab sich hierbei, daß der Wirkungsgrad fast proportional der Geschwindigkeit anstieg.

Fig. 8. Wirkungsgradkurve des Hubmotors auf der ersten und zweiten Anlasserstufe.

Ist aber das Verhältnis $\frac{\eta}{v}$ für bestimmte Strecken stets gleich, so heißt dies: Die gemessene Wattkurve ist proportional der gesuchten Seilzugkurve; denn es ist $S = N \frac{75\,\eta}{v}$. Zur näheren Untersuchung wurden die Seilzüge als Funktion der aufgewandten Leistung aufgetragen, Fig. 9, und der fast geradlinige Verlauf dieser Kurven bestätigt in gleicher Weise diese Beobachtung.

Fig. 9. Seilzüge für verschiedene Leistungen, gemessen auf der ersten bis dritten Anlasserstufe.

Die Wirkungsgradkurve erreicht auf der ersten Stufe ihren Höhepunkt bei der höchsten beim Greifen aufgetretenen Geschwindigkeit von rd. 0,5 m/sk und kehrt dann später zum Nullpunkt zurück. Auf dem abfallenden Ast der Kurve kann natürlich eine Proportionalität nicht mehr vorhanden sein. Zufällig fiel der S_{max}, dem größten möglichen Seilzug auf der ersten Stufe, entsprechende Ausschlag mit dem Ende der Teilung zusammen, so daß der Zeiger nie anschlagen konnte.

Die untersuchten Greifer.

Zur Ausführung der Untersuchungen wurde als geeignetster Greifer der Einseilgreifer gewählt, wie er nach dem Hone-Patent (D. R. P. Nr. 89881) von J. Pohlig A.-G. gebaut wird und für die Versuche zur Verfügung gestellt wurde.

Als besondere Gründe für die Wahl sind hier folgende anzuführen:

Der Greifer hat eine vollständige symmetrische Ausbildung, die bei richtigem Aufsetzen und gleichmäßigem Fördergut allein ein gleiches Eindringen beider Schaufeln und eine gleiche Verteilung der Kräfte gewährleisten kann, und dies mußte mit Sicherheit bei der Auswertung der Versuche angenommen werden können. Ferner liegt hier ein Seilgreifer vor, der den Vorteil der günstigeren Kraftübertragung bringt, so daß die Kraft- und Wegkurven nicht unter Stößen zu leiden hatten.

In der Wirkungsweise ist gegenüber den Zweiseil- und Zweikettengreifern die Vereinfachung eingetreten, daß man das zweite Seil, das Halteseil beim Oeffnen, spart und dadurch im Windwerk mit nur einer Seiltrommel auskommt.

Zum Oeffnen löst man zwischen Flaschenzug und Schaufelquerhaupt eine Kupplung, so daß sich die Schaufeln sofort öffnen können. Um ein zu schnelles Herabfallen und infolgedessen Brüche zu vermeiden, ist das Querhaupt mit dem Gestelle mittels einer Oelbremse verbunden, die bei den Versuchen abgenommen wurde, da sie beim Schließen nur unnötig Kraft verbraucht. Sie wurde entbehrlich, da unmittelbar über dem Kohlenhaufen entleert wurde.

Fig. 10 bis 15 zeigen die Kupplung nach dem Hone-Patent.

Fig. 10 bis 15.

Einseilgreifer mit Auslösevorrichtung nach dem Hone-Patent.

Der Oberteil des Greiferflaschenzuges ist im Gestell fest eingebaut, während sich der untere in einem Gleitstück *a* bewegen kann. Dieses trägt einen zylindrischen Bolzen *c*, der seitlich ausgefräst ist, so daß die Kuppelstange *b* in Stellung 2 daran vorbeigleiten kann. Der Bolzen ist durch einen Hebel *d* drehbar und wird durch das Gewicht des Hebelgestänges immer so gehalten, daß der Einschnitt wagerecht steht und die Kuppelstange *b* festgehalten ist.

Der Arbeitsvorgang spielt sich dann wie folgt ab: Der geöffnete Greifer wird auf die Kohlen aufgesetzt, Fig. 11; die Flasche wird gesenkt, bis der Bolzen *c* die Stange *b* berührt (Stellung 1), und sinkt weiter, wobei die feststehende Stange *b* den Bolzen mit dem Hebel aufwärts dreht, so daß dieser vorbeigleiten kann (Stellung 2). Sobald *c* an die Ausrundung von *b* gekommen ist, fällt der Hebel wieder zurück und ist eingeschnappt (Stellung 3). Nach diesem Kuppeln des Schaufelquerhauptes mit der unteren Flasche beginnt das Greifen; der Greifer gelangt aus der geöffneten Stellung Fig. 11 in Stellung Fig. 10, und die Hubperiode wird eingeleitet. Zum Oeffnen bringt man den Hebel *d* durch Anschlag oder Ring in die Stellung 2, und die Schaufeln öffnen sich unter dem Druck der Kohlen und des Querhauptes soweit, wie es ein Anschlag gestattet; sofort kann das Spiel von neuem beginnen. Da die Schaufeln nur durch das Gewicht des Querhauptes offen gehalten werden und das Uebergewicht nicht unnötig groß gemacht werden kann, so kam es vor, daß die Schaufeln beim Aufsetzen auf die Kohle wieder etwas zurückgedrückt wurden. Der theoretisch stets gleiche Schließweg konnte infolgedessen nicht immer erreicht werden, wenn auch die Unterschiede nur ganz gering waren.

Zunächst wurde ein Hone-Greifer für 2,25 cbm Inhalt älterer Ausführung untersucht, der in der Gasanstalt II Charlottenburg heute noch in verschiedenen Ausführungen im Betriebe ist, Fig. 16 bis 18. Er hat, ebenso wie in der Skizze Fig. 10, zwei Zugstangen zur Verbindung von Schaufel und Querhaupt; der feste Drehpunkt befindet sich außen am Gestell. Die Schaufelkrümmung verläuft nach einem Viertel-Kreisbogen. Das Gewicht des Greifers beträgt rd. 2550 kg

Fig. 16 bis 18.

Hone-Greifer für 2,25 cbm Inhalt.

Maßstab 1 : 50.

oder 1130 kg/cbm, es ist also ein Greifer von nicht zu schwerer Bauart. Es ist sehr viel Stahlguß verwandt und auf den Schutz der Flasche und eine gute Seilführung noch wenig Wert gelegt. Die ganze Ausführung läßt die noch nicht ausgereifte Form erkennen.

Bedeutendere Fortschritte zeigt die neuere Konstruktion des 1,75 cbm-Greifers, Fig. 19 bis 21, den J. Pohlig A.-G. für die Versuche zur Verfügung gestellt hat. Man ist von den Zugstangen abgegangen und hat die Schaufeln unmittelbar an ein Stahlgußquerstück angehängt; die Aufhängung am Gestell ist entsprechend beweglich gemacht. Die Schaufelform ist bedeutend verbessert und besonderes Augenmerk

Fig. 19 bis 21.

Hone-Greifer neuerer Bauart für 1,75 cbm.

Maßstab 1 : 50.

auf eine gute Ausführung des Flaschenzuges gelegt. Besonders hervorzuheben ist die Steigerung der Uebersetzung von 1 : 3 auf 1 : 4, der bessere Schutz der Flasche, die Schrägstellung der oberen Rollen, die Führung des Seiles und der stärkere Unterbau des Gestelles; trotz dieser Neuerungen ist das Gewicht nur auf 2700 kg oder 1540 kg/cbm gestiegen.

Fig. 26 bis 28.

Hone-Greifer von 1 cbm Inhalt, neueste Bauart.

Maßstab 1 : 50.

Fig. 22 bis 25 zeigen die neueste Bauart eines Hone-Greifers. Dieser 1,5 cbm-Greifer ist dem vorigen sehr ähnlich, hat sich aber konstruktiv noch bedeutend vervollkommnet. Der Aufbau ist noch gedrungener, die Rollen sind vergrößert, und durch Drehung des Flaschenzuges um 90° ist der Kraftangriff genau in die Mitte der Schaufeln gelegt. Der

Fig. 22 bis 25.

Hone-Greifer von 1,5 cbm Inhalt, neueste Bauart.

Maßstab 1 : 50.

Stahlguß ist immer mehr zurückgedrängt; so ist hier das ganze Querhaupt aus Walzeisen hergestellt. Das Gewicht des Greifers beträgt 2240 kg oder 1490 kg/cbm.

Zu diesem Greifer wurden noch die Schaufeln eines 1,0 cbm-Erzgreifers geliefert, so daß noch ein neuer Greifer zur Verfügung stand, Fig. 26 bis 28, der ein Gewicht von 2460 kg oder 2460 kg/cbm hat. Er gab uns also den Typus eines ganz schweren Greifers. Da der Ausschlag der Schaufeln nicht wie bei dem 1,5 cbm-Greifer durch seitliche Klötze begrenzt werden konnte, so erhielten wir bei diesem Greifer die größten Unterschiede des Seilweges.

Fig. 29.
Die Versuchskohlen auf dem Lagerplatz.

Für die Untersuchungen standen demnach 4 Greifergrößen in umfangreicher Abstufung zur Verfügung: 2,25, 1,75, 1,5 und 1,0 cbm. Dieses Material wurde noch erweitert, indem das Gewicht der Greifer, wie bereits früher erwähnt, durch Belasten mit Gewichten und Entlasten durch gespanntes Seil geändert werden konnte. Es entstanden dadurch 5 Gewichtstufen, nämlich $K = +400, +200, 0, -200, -400$ kg, eine Anordnung, die den Versuchsbereich sehr erweiterte und einen guten Einblick in die Gewichtwirkung beim Greifen gab.

Das untersuchte Fördergut.

Die Untersuchungen erstreckten sich nur auf Steinkohle, wie sie zur Gasfabrikation verwendet wird; auf andres Gut wurde von vornherein verzichtet, da eine solche Vervielfachung der Versuche aus dem Rahmen der vorliegenden Arbeit gefallen wäre. Die gewonnenen Ergebnisse lassen sich leicht sinngemäß auf andre Stoffe übertragen. Um den Einfluß der verschiedenen Stückgröße der Kohlen zu berücksichtigen, wurde ein Steinkohlenhaufen von 28 m Länge, 5 m Breite und 1,5 m Höhe aufgeschüttet, der in vier Abteilungen geteilt war, Fig. 1 und 29:

I. Feine Kohle, gesiebt bis 2 cm Stückgröße,
II. mittlere Kohle, 2 bis 5 cm Stückgröße,
III. grobe Kohle, 5 bis 10 cm Stückgröße,
IV. stückige Kohle, 10 bis 20 cm Stückgröße (Fig. 26).

So war man in der Lage, immer von demselben Haufen zu greifen, und so konnten für einen Vergleich stets dieselben Kohlenverhältnisse gewahrt bleiben. (Forts. folgt.)

Vergleichende Untersuchungen an Wasserstrahl-Luftpumpen.[1]

Von Professor **Grunewald** in Aachen.

(Schluß von S. 1980)

Versuche C_1 bis C_5.

Zahlentafeln 2 bis 6, Fig. 9 bis 14.

Die Versuche C_2, C_3 und C_4 wurden auf dem Prüffelde mit einer Pumpe durchgeführt, um einmal den Einfluß einer Erhöhung der Umlaufzahl von 1490 auf 1600 Uml./min und das andremal den Einfluß einer Aenderung der Luft- und Wassertemperatur festzustellen. Die Erhöhung der Umlaufzahl — Versuche C_2 und C_3 — zeigte keine Verbesserung, vielmehr eine geringe Abnahme des Wirkungsgrades η.

Fig. 9 und 10. Kreiselpumpe mit zylindrischem Wasserstrahl. Versuch C_1. Oktober 1911.

Fig. 9

Fig. 10. Versuchsanordnung.

Maßstab 1 : 75.

Vor dem Versuch C_4 wurde die Abdampfleitung der Betriebsdampfmaschine einige Zeit in den Behälter des Schleuderwassers geleitet und so die Temperatur t_w von 8,5° bei Versuch C_2 auf 15,7° C bei Versuch C_4 erhöht. Die Lufttemperatur t_l war inzwischen von 15 bezw. 17° auf 11,5° C gesunken.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Pumpen) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 60 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Zahlentafel 2. Kreiselpumpe mit zylindrischem Wasserstrahl.

Versuch C_1. Oktober 1911.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor $\cos \varphi = 0{,}90$					Düsendurchmesser	Temperatur		Drücke												
		Klemmenspannung V	Stromstärke Amp	an den Motor abgegebene elektrische Leistung KW	Wirkungsgrad des Motors vH	an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e PS	mm	des Wassers t_w °C	der Luft t_l °C	Barometerstand p_a mm Q.-S.	erzielte Luftleere mm Q.-S.	absoluter Druck in der Pumpe p_i mm Q.-S.	Teildruck des Dampfes p_d mm Q.-S.	Teildruck der Luft p_l mm Q.-S.	theoretisch mögliche Luftleere mm Q.-S.	erzielte Luftleere / theoretisch mögliche Luftleere vH	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G g/sk	Menge dieser Luft V_l bei $273 + t_w$ °C und p_l mm Q.-S. ltr/sk	Gewicht, bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit g/PS-sk	Luftmenge, bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit ltr/PS-sk	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_l PS	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe $\eta = \frac{N_l}{N_e}$ vH
1	1450	520	15,5	12,57	87	14,9	0	31	22,5	745	704	41	33,6	7,4	711,4	99	0	0	0	0	0	0
2	»	»	»	»	»	»	1	»	»	»	704	41	»	7,4	»	99	0,178	15,8	0,0119	1,06	0,096	0,644
3	»	»	»	»	»	»	2	»	22,7	»	692	53	»	19,4	»	97,3	0,711	24,0	0,0477	1,61	0,303	2,03
4	»	»	»	»	»	»	3	»	»	»	669	76	»	42,4	»	94	1,60	24,7	0,107	1,66	0,535	3,59
5	»	»	»	»	»	»	4	32	»	»	633	112	35,3	76,7	709,7	89,3	2,84	24,3	0,191	1,63	0,750	5,04
6	»	516	»	12,47	»	14,8	5	»	»	»	570	175	»	139,7	»	80,4	4,44	20,9	0,300	1,41	0,858	5,80
7	»	520	»	12,57	»	14,9	6	»	»	»	491	254	»	218,7	»	69,3	6,41	19,2	0,430	1,29	0,897	6,02
8	»	524	»	12,65	»	15,0	7	»	»	»	415	330	»	294,7	»	58,6	8,70	19,4	0,580	1,29	0,910	6,07
9	»	522	»	12,60	»	14,9	8	»	»	»	330	415	»	379,7	»	46,6	} die Gleichungen haben keine Gültigkeit unter 50 vH					
10	»	»	»	»	»	»	9	»	23	»	245	500	»	464,7	»	34,6						
11	»	525	»	12,68	»	15,0	0	»	23	»	704	41	»	5,7	»	99,3	0	0	0	0	0	0
12	»	»	»	»	»	»	1	»	»	»	703	42	»	6,7	»	99,2	0,178	17,4	0,0119	1,16	0,0 986	0,657
13	»	530	»	12,80	»	15,2	2	»	»	»	691,5	53,5	»	18,2	»	97,5	0,710	25,6	0,0467	1,68	0,3 09	2,03
14	»	540	»	13,04	»	15,45	3	»	»	»	668	77	»	43,4	»	94,0	1,60	24,2	0,1035	1,57	0,5 32	3,45
						IV													I	II		III

Fig. 11 bis 13. Kreiselpumpe mit zylindrischem Wasserstrahl. Versuch C_2 bis C_4. Februar 1912.

Fig. 11. Versuche C_2 und C_3.

Fig. 12. Versuche C_2 und C_4.

Das angesaugte Luftgewicht G — Gl. (I) und Schaulinie I — ist von der Wassertemperatur t_w unabhängig. Die mit G nach der Gleichung (II) für die Schaulinie II berechnete Luftmenge ist dann für eine bestimmte Düse

$$V_l = c \frac{T_w}{p_l},$$

wobei c eine Konstante ist.

Die Versuche C_2 und C_4 und eine einfache Ueberlegung zeigen, daß in dem Maße, wie p_d bei höherer

Fig. 13. Versuchsanordnung.

Maßstab 1 : 50.

Temperatur zunimmt, auch der Gesamtdruck p_i zunimmt, so daß

$$p_l = p_i - p_d$$

als unveränderlich angesehen werden kann. Die sich bei den Düsen von 1 mm und von 10 mm Dmr. in der Zahlentafel zeigenden Abweichungen für p_l sind auf Ungenauigkeiten bei der Ablesung zurückzuführen. Bei den hohen Luftleeren haben nämlich Fehler in der Ablesung der Quecksilbersäule von Bruchteilen von Millimetern schon großen Einfluß, und bei den großen Düsen schwankte der Quecksilberspiegel im Manometer

Zahlentafel 3 bis 5. Kreiselpumpe mit zylindrischem Wasserstrahl.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor: Klemmenspannung	Motor: Stromstärke	Motor: an den Motor abgegebene elektrische Leistung	Motor: Wirkungsgrad des Motors	Motor: an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e	Düsendurchmesser	Temperatur: des Wassers t_w	Temperatur: der Luft t_l	Drücke: Barometerstand p_a	Drücke: erzielte Luftleere	Drücke: absoluter Druck in der Pumpe p_i	Drücke: Teildruck des Dampfes p_d	Drücke: Teildruck der Luft p_l	Drücke: theoretisch mögliche Luftleere	erzielte Luftleere / theoretisch mögliche Luftleere	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G	Menge dieser Luft V_l bei $273 + t_w$ °C und p_l mm Q.-S.	Gewicht, bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	Luftmenge, bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_l	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe $\eta = \frac{N_l}{N_e}$
		V	Amp	KW	vH	PS	mm	°C	°C	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S	mm Q.-S.	mm Q.-S	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH
Zahlentafel 3. Versuch C_2. Februar 1912. Umlaufzahl normal. $t_w = 8{,}5^0$; $t_l = 15$ bis 17^0.																						
1	1520	109	58	6,32	80	6,88	0	8,5	15	739	730,6	8,4	8,3	0,1	730,7	99,99	0	0	0	0	0	0
2	1460	107	56	6,0	»	6,53	0	»	»	»	»	8,4	»	0,1	»	»	0	0	0	0	0	0
3	1470	108	58	6,26	»	6,81	1	»	»	»	727	12	»	3,7	»	99,5	0,178	29,2	0,0262	4,28	0,1032	1,52
4	1500	109	»	6,32	»	6,88	2	»	16	»	676	63	»	54,7	»	92,5	0,712	7,90	0,1035	1,15	0,203	2,95
5	1490	108	»	6,26	»	6,81	3	»	»	»	587	152	»	143,7	»	80,4	1,60	6,75	0,235	0,99	0,286	4,20
6	»	»	»	»	»	»	4	»	»	»	483	256	»	247,7	»	66,0	2,85	6,97	0,418	1,025	0,338	4,96
7	»	107	57,5	6,15	»	6,70	5	»	»	»	330	409	»	400,7	»	45,1	die Gleichungen haben keine Gültigkeit unter 50 vH					
8	»	110	58	6,38	»	6,95	6	»	17	»	210	529	»	520,7	»	28,7						
9	»	108	»	6,26	»	6,81	7	»	»	»	155	584	»	575,7	»	21,2						
10	»	106	»	6,15	»	6,70	10	»	»	»	76	763	»	754,7	»	10,4						
Zahlentafel 4. Versuch C_3. Februar 1912. Umlaufzahl erhöht. $t_w = 8{,}8$ bis 9^0; $t_l = 17^0$.																						
11	1600	118	65	7,67	82	8,55	0	8,8	17	740,7	732	8,7	8,5	0,2	732,2	99,97	0	0	0	0	0	0
12	1620	»	66	7,80	»	8,70	1	»	»	»	728	12,7	»	4,2	»	99,4	0,1785	25,7	0,0205	2,96	0,1017	1,17
13	1600	116	65	7,54	»	8,40	2	»	»	»	688	52,7	»	44,2	»	94,0	0,714	9,76	0,085	1,163	0,220	2,62
14	»	»	»	»	»	»	3	»	»	»	612	128,7	»	120,2	»	83,6	1,606	8,07	0,191	0,962	0,318	3,79
15	»	»	»	»	»	»	4	9	»	»	528	212,7	8,6	204,1	732,1	72,0	2,855	8,50	0,340	1,005	0,401	4,77
16	»	»	»	»	»	»	5	»	»	»	400	340,7	»	332,1	»	54,6	4,46	8,15	0,531	0,967	0,389	4,63
17	»	»	»	»	»	»	6	»	»	»	268	472,7	»	464,1	»	36,6	die Gleichungen haben keine Gültigkeit unter 50 vH					
18	»	»	»	»	»	»	7	»	»	»	175	565,7	»	557,1	»	23,9						
19	»	»	61	7,42	»	8,27	10	»	»	»	84	656,7	»	648,1	»	11,5						
Zahlentafel 5. Versuch C_4. Februar 1912. Umlaufzahl normal. $t_w = 15{,}7^0$; $t_l = 11{,}5$ bis 12^0.																						
20	1490	107,5	56	6,02	82	6,55	0	15,7	11,5	742	728,5	13,5	13,3	0,2	728,7	99,97	0	0	0	0	0	0
21	»	108	»	6,05	»	6,58	1	»	»	»	724	18	»	4,7	»	99,4	0,179	23,7	0,0272	3,60	0,1021	1,58
22	»	»	57	6,15	»	6,70	2	»	»	»	674,5	67,5	»	54,2	»	92,5	0,716	8,22	0,107	1,225	0,2105	3,14
23	»	»	»	»	»	»	3	»	»	»	583	159	»	145,7	»	80,0	1,61	6,90	0,241	1,03	0,292	4,36
24	»	»	»	»	»	»	4	»	»	»	477	265	»	251,7	»	65,5	2,865	7,10	0,428	1,06	0,343	5,12
25		»	»	»	»	»	5		»		328	414	»	400,7	»	45,0	die Gleichungen haben keine Gültigkeit unter 50 vH					
26	»	»	»	»		»	6	»	»	»	198	544	»	530,7	»	27,2						
27	»	»	»	»	»	»	7		12	»	147	595	»	581,7	»	20,2						
28	»	»	»	»	»	»	10	»	»	»	69	673	»	659,7	»	9,5						
29	»	»	»	»	»	»	0	»	»	»	728,7	13,3	»	0	»	100						
						IV													I	II		III

schon stark, ein gleichbleibender Zustand der Pumpe ließ sich nicht mehr erzielen. Hiermit kann dann gesetzt werden:

$$V_l = c' \, T_w .$$

Schließlich ergibt sich für eine bestimmte Düse die Abhängigkeit des Wirkungsgrades — Gl. (III), Schaulinie III — von der Wassertemperatur, da sich die an die Pumpenwelle abgegebene Arbeit N_e fast nicht ändert:

$$\eta = c'' \, T_w \ln \frac{p_a - p_d}{\text{konst.}} .$$

Der Ausdruck $\ln \frac{p_a - p_d}{\text{konst.}}$ zeigt bei den in Betracht kommenden Temperaturen nach den untenstehenden Zahlenwerten sehr geringe Abweichungen, so daß für kleinere Temperaturschwankungen gesetzt werden kann:

$$\eta = c''' \, T_w .$$

Bei den Versuchen C_2 und C_4, die an einem sehr kalten Wintertage vorgenommen wurden, änderte sich auch die Lufttemperatur im Versuchsraume. Sieht man von dieser Aenderung der Lufttemperatur ab, so ergibt die Aenderung der Wassertemperatur für die Düse von 2 mm Dmr. folgende Werte, die mit den Versuchsergebnissen in vollem Einklang stehen:

	$t_w = 8{,}5^0$ C	$t_w = 15{,}7^0$ C
I	$G = 0{,}71$ g/sk	$G = 0{,}71$ g/sk
II	$V_l = 0{,}0283\,(273 + 8{,}5)$ $V_l = 7{,}95$ ltr/sk	$V_l = 0{,}0283\,(273 + 15{,}7)$ $V_l = 8{,}18$ ltr/sk Unterschied = 2,9 vH
III	$N_l = 0{,}000277\,(273 + 8{,}5)\,2{,}699 = 0{,}203$ $\eta = \frac{0{,}203}{6{,}75} = 0{,}03007$	$N_l = 0{,}000277\,(273 + 15{,}7)\,2{,}602 = 0{,}208$ $\eta = \frac{0{,}208}{6{,}75} = 0{,}03081$ Unterschied = 2,5 vH

Eine Aenderung der Temperatur der angesaugten Luft hat auf alle Werte den gleichen Einfluß:

$$\text{I.} \quad G = \frac{c}{\sqrt{T_l}} , \qquad \text{II.} \quad V_l = \frac{c'}{\sqrt{T_l}} , \qquad \text{III.} \quad \eta = \frac{c''}{\sqrt{T_l}} .$$

Zahlentafel 6. Kreiselpumpe mit zylindrischem Wasserstrahl.

Versuch C_5. Februar 1912.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor: Klemmenspannung	Motor: Stromstärke	Motor: an den Motor abgegebene elektrische Leistung	Motor: Wirkungsgrad des Motors	Motor: an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e	Düsendurchmesser	Temperatur: des Wassers t_w	Temperatur: der Luft t_l	Drücke: Barometerstand p_a	Drücke: erzielte Luftleere	Drücke: absoluter Druck in der Pumpe p_i	Drücke: Teildruck des Dampfes p_d	Drücke: Teildruck der Luft p	Drücke: theoretisch mögliche Luftleere	erzielte Luftleere / theoretisch mögliche Luftleere	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G	Menge dieser Luft V_l bei $273 + t_w$ °C und p mm Q.-S.	Gewicht bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	Luftmenge bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_i	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe $\eta = \frac{N_i}{N_e}$
		V	Amp	KW	vH	PS	mm	°C	°C	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH
1	1380	105	136	14,3	87,5	17,0	0	14,5	4	747,4	734,9	12.5	12,4	0,1	735	99,99	0	0	0	0	0	0
2	»	»	»	»	»	»	1		»	»	734,9	12,5	»	0,1	»	99,99	0,184	1140	0,0108	67	0,184	1,083
3	»	»	»	»	»	»	2		»	»	727	20,4	»	8	»	98,9	0,736	56,9	0,0433	3,335	0,373	2,195
4	»	»	»	»	»	»	3	»	»	»	705	42,4	»	30	»	95,9	1,655	34,1	0,0973	2,005	0,593	3,49
5	»	»	»	»		»	4	»	»	»	664	83,1	»	71	»	90,3	2,941	25,6	0,173	1,505	0,770	4,53
6	»	»		»	»	»	5	»	»	»	616	131,4	»	119	»	83,8	4,60	23,85	0,27	1,403	0,937	5,51
7	1360	»	»	»			6	»	»	»	556	191,4	»	179	»	75,6	6,64	21,45	0,39	1,263	1,052	6,19
8	1370	»	»	»			7		»	»	487	260,4	»	248	»	66,3	9,02	21,4	0,53	1,26	1,107	6,50
9	»	»	»			»	8	»	»	»	343	404,1	»	392	»	46,7	Die Gleichungen haben keine Gültigkeit unter 50 vH					
						IV													I	II		III

Die niedrigste Lufttemperatur, die bei sämtlichen zu den verschiedenen Jahreszeiten gemachten Versuchen beobachtet wurde, betrug 3,8°, die höchste 23°, also

$$\frac{\sqrt{T_{l\,min}}}{\sqrt{T_{l\,max}}} = \frac{16,75}{17,22}.$$

Die bei 23° ermittelten Werte sind demnach um 3,4 vH kleiner als die bei 3,8° C berechneten Werte.

Fig. 14.

Kreiselpumpe mit zylindrischem Wasserstrahl größerer Leistung.

Versuch C_5. Februar 1912.

Tritt gleichzeitig eine Temperaturerniedrigung des Kühlwassers und der Luft ein, so heben sich die Einflüsse auf die Schaulinien II und III zum Teil wieder auf, da die Werte V_l und η durch eine Erniedrigung der Wassertemperatur kleiner und durch eine Erniedrigung der Lufttemperatur größer werden. Diese gleichzeitige Aenderung wird aber meist vorkommen.

Aus diesem Grunde, dann aber auch, weil die Temperaturen bei den Versuchen nur wenig verschieden waren, ist von einer Rückführung der Versuchswerte auf eine normale Wasser- und Lufttemperatur abgesehen.

Versuche E_1 und E_2.

Zahlentafeln 7 und 8, Fig. 15 bis 17.

Versuch F_1.

Zahlentafel 9, Fig. 18 bis 20.

Versuche H_1 und H_2.

Zahlentafeln 10 und 11, Fig. 21 bis 26.

Versuche J_1, J_2 und J_3.

Zahlentafeln 12 bis 14, Fig. 27 bis 30.

Fig. 15 bis 17.

Kreiselpumpe mit scheibenförmigem, nach besonderem Verfahren zerlegtem Wasserstrahl.

Fig. 15. Versuch E_1. Januar 1912.

Die Bauarten H und J sind grundsätzlich dieselben.

Nach der Theorie, auf die ich hier nicht näher eingehen will, ergeben sich schmale Wasserkolben, wie solche in den Skizzen H und J der Uebersichtstafel (S. 1977) eingetragen sind. In welcher Weise in Wirklichkeit eine Zerstreuung in Wasserkolben stattfindet, muß durch besondere Versuche festgestellt werden.

Der mit Luft erfüllte Wasserstrahl kann bei der Pumpe J an dem Nebenstutzen 2 noch weiter Luft absaugen. Diese

Zahlentafel 7 und 8.
Kreiselpumpe mit scheibenförmigem, nach besonderm Verfahren zerlegtem Wasserstrahl.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor: Klemmenspannung	Motor: Stromstärke	Motor: an den Motor abgegebene elektrische Leistung	Motor: Wirkungsgrad des Motors	Motor: an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e	Düsendurchmesser	Saughöhe	Temperatur: des Wassers t_w	Temperatur: der Luft t_l	Drücke: Barometerstand p_a	Drücke: erzielte Luftleere	Drücke: absoluter Druck in der Pumpe p_i	Drücke: Teildruck des Dampfes p_d	Drücke: Teildruck der Luft p_l	Drücke: theoretisch mögliche Luftleere	erzielte Luftleere / theoretisch mögliche Luftleere	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G	Menge dieser Luft V_l bei 273 + t_w °C und p_l mm Q.-S.	Gewicht bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	Luftmenge bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_i	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe $\eta = N_i/N_e$
		V	Amp	KW	vH	PS	mm	mm Q.-S	°C	°C	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q. S.	mm Q.-S.	mm Q. S.	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH
Zahlentafel 7. Versuch E_1. Januar 1912.																							
1	2400	209	60	12,55	85	14,5	0	265	7,5	5.0	759.9	750	9.9	7,5	2,4	752,4	99,7	0	0	0	0	0	0
2	»	217	»	13.0	»	15.0	1	»	»	»	»	748	11.9		4.4	»	99,5	0,187	25.7	0,0125	1,715	0,1063	0,71
3	»	213	61	»	»		2	250	»	4,05	760.3	735	25.3	»	17.8	752,8	97,6	0,748	25,4	0.05	1,695	0.306	2,01
4	»	215	60,5	»	»	»	3	238	»	4.3	»	700.5	59.8	»	52 3	»	93,2	1,683	19.45	0.112	1,295	0.492	3,28
5	»	212,5	59,5	12,66	»	14,6	4	218	»	3.8	»	639	121,3	»	113.8	»	85.0	2,99	15,85	0,205	1,085	0,616	4.22
6	»	211	53	11,2	»	12,9	5	165	»	3,85	760.6	525	235.6	»	228,1	»	69,8	4.68	12.38	0,363	0.96	0.610	4,73
						IV														I	II		III
Zahlentafel 8. Versuch E_2. März 1912.																							
	rd.																						
1	1450	215		21,3	82,0	23.8	0	132	10	21	723,6	714	9.6	9,2	0.4	714,4	99,94	0	0	0	0	0	0
2		»		20,0	81,0	22.0	0	228	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0	0	0	0	0	0
3	konnte nicht gemessen werden	»		18,5	79,5	20,0	0	294	»	»	»	712	11,6	»	2,4	»	99,6	0	0	0	0	0	0
4		»		21,0	82,0	23,4	1	132	»	»	»	714	9,6	»	0,4	»	99,94	0.173	264	0.0074	11.3	0.143	0.611
5		»		19,7	81.0	21,7	1	221	»	»	»	712	11,6	»	2,4	»	99.6	»	44.0	0,00798	2,03	0.109	0.503
6		»		18,5	79,5	22.0	1	294	»	»	»	708	15.6	»	6.1	»	99,1	»	16.5	0.00787	0.75	0.090	0.409
7		»		21,0	82,0	23,4	2	132	»	»	»	710	13,6	»	4,4	»	99.4	0.693	96.0	0,0296	4.10	0.390	1.67
8		»		20.0	81,0	22.0	2	191	»	»	»	706	17.6	»	8.4	»	98.8	»	50,3	0.0315	2.29	0.340	1,55
9		»		19,7	81.0	21,7	2	221	»	»	»	702	21,6	»	12,4	»	98.3	»	34.0	0.0320	1.57	0.310	1.43
10		»		20.5	81,5	22,7	3	132	»	»	723.7	697	26.7	»	17,5	714.5	97.5	1,557	54,2	0,0686	2.39	0.636	2.80
11		»		20,0	81.0	22,0	4	»	»	»	723.8	671	52,8	»	43.6	714.6	93.9	2,770	38.7	0,126	1.76	0,855	3.89
12		»		19,0	80.0	20,7	5	»	»	»	»	628	95,8	»	86,6	»	87.9	4.33	30,5	0.209	1,47	1,01	4.88
13		»		20,8	81,5	23,1	2	»	»	»	724,1	711	13.1	»	3.9	714,9	99.5	0.693	108	0.0300	4,68	0.399	1,73
14		»		20.5	»	22.7	3	»	»	»	»	698	26,1	»	16,9	»	97.6	1.56	56.3	0.0688	2,48	0.645	2.85
						IV														I	II		III

Fig. 16. Versuch E_2. März 1912.

Doppelwirkung der Pumpe ist besonders für Zuckerfabriken wichtig.

Die Figuren 31 und 32 zeigen die Kondensationsanlage einer Zuckerfabrik, Fig. 31 eine mit Kolbenpumpe, Fig. 32 eine mit der untersuchten Wasserstrahl-Luftpumpe.

Fig. 17. Versuchsanordnung E_2.

Am Hauptstutzen 1 ist der Kondensator angeschlossen, in dem eine Luftleere von etwa 90 vH erzeugt wird, während der Nebenstutzen 2 mit dem Heizraume des letzten Verdampfers der Mehrkörper-Verdampfstation und mit den Unterdruckapparaten unmittelbar verbunden wird. Im Heizraume des letzten Verdampfers herrscht eine Luftleere von 65 bis 70 vH; von hier werden die Ammoniakgase und die Luft bei Verwendung einer Kolbenluftpumpe unmittelbar in den Kondensator geleitet, wo sie sich auf die Kondensatorspannung ausdehnen und von der Kolbenluftpumpe wieder verdichtet werden müssen. Bei Verwendung einer Wasserstrahl-Luftpumpe mit doppelter Absaugung aber werden diese Ammoniakgase und die Luft in den Nebenstutzen 2 unter Beibehaltung der Luftleere von 65 bis 70 vH abgesaugt, so daß die zum Hauptstutzen 1 aus dem Kondensator gelangende Luftmenge geringer wird. Die zweite Ver-

Zahlentafel 9. Kreiselpumpe mit Düsenring.

Versuch F_1. Oktober 1911.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor: Klemmenspannung	Motor: Stromstärke	Motor: an den Motor abgegebene elektrische Leistung	Motor: Wirkungsgrad des Motors	Motor: an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e	Düsendurchmesser	Temperatur: des Wassers t_w	Temperatur: der Luft t_l	Drücke: Barometerstand p_a	Drücke: erzielte Luftleere	Drücke: absoluter Druck in der Pumpe p_l	Drücke: Teildruck des Dampfes p_d	Drücke: Teildruck der Luft p_l	Drücke: theoretisch mögliche Luftleere	erzielte Luftleere : theoretisch mögliche Luftleere	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G	Menge dieser Luft V_l bei $273 + t_w$ °C und p_l mm Q.-S.	Gewicht bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	Luftmenge bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_i	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe
		V	Amp	KW	vH	PS	mm	°C	°C	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS·sk	ltr/PS-sk	PS	vH
1	1100	125	80	10,0	83	11.3	0	15.2	15.5	753	739.9	13.1	13.0	0.1	740	99,99	0	0	0	0	0	0
2	»	»	76	9.5	»	10,7	1	15.6	»	»	737	16	13.3	2.7	739.7	99,7	0.181	41,6	0,0169	3.89	0,114	1,07
3	»	»	»	»	»	»	2	15,8	»	»	722	31	13.4	17.6	739.6	97,8	0,725	25.6	0.068	2,39	0,305	2,85
4	»	123	»	9.35	»	10,5	3	15.6	»	»	691.5	61.5	13.3	48,2	739,7	93,6	1.63	21,0	0.155	2,00	0,502	4.78
5	»	121	75	9,10	»	10.3	4	15.7	»	»	642	111	13.4	97.6	739,6	86,9	2.90	18.4	0.281	1.79	0,661	6.42
6	»	124	72	8.94	»	10.1	5	16.5	»	»	564	189	14.0	175	739,0	76.3	4,54	16.1	0.450	1.60	0,738	7,31
7	»	134	72	9.65	»	10.9	3	17.2	»	»	691,5	61,5	14.7	46.8	738.3	93,6	1,63	21,75	0.150	2.00	0,509	4.67
8	»	125	76	9.5	»	10.7	2	17.5	»	»	722	31	15.0	16.0	738.0	97.9	0,725	28.3	0.068	2,65	0.315	2.94
9	»	128	70	8.95	»	10,1	5	17.8	»	»	561	192	15,3	176.7	737.7	76,1	4.54	16,07	0.450	1.59	0.735	7.28
						IV													I	II		III

Fig. 18 bis 20. Kreiselpumpe mit Düsenring.

Fig. 18. Versuch F_1. Oktober 1911.

Fig. 19. Versuchsanordnung F_1.

Fig. 20. Versuchsanordnung F_1.

bindungsleitung vom Nebenstutzen 2 zu den Verdampfern wird dazu benutzt, die Vakuumapparate bei frischer Füllung mit Zuckersaft zuerst von Atmosphärenspannung auf etwa 60 vH Luftleere zu entlüften, bevor der Apparat an den Kondensator angeschlossen wird. Dadurch bleibt der Unterdruck im Kondensator auf gleicher Höhe.

Beim Versuche J_1 wurde die Pumpe lediglich als Kondensationsluftpumpe untersucht, d. h. der Nebenstutzen war geschlossen. Die Pumpe ergab bei größter Düsenöffnung (2 Düsen, die eine von 12 mm, die andre von 8 mm Dmr.) noch über 70 vH Luftleere.

Der Wirkungsgrad η steigt wie auch bei den Pumpen H mit Zunahme des geförderten Luftgewichtes bis zu einem größten Werte, der bei etwa 83 vH Luftleere 13,7 vH beträgt, und nimmt bei weiterer Zunahme des geförderten Luftgewichtes wieder ab.

In die Zahlentafel 12 des Versuches J_1 sind in der Reihe »erzielte Luftleere in mm Q.-S.« unter den Werten für den Hauptstutzen 1 die an dem geschlossenen Nebenstutzen 2, Fig. 29, abgelesenen Werte eingetragen. Diese Werte zeigen, daß die Luftleere am Nebenstutzen mit Zunahme der Luftförderung am Hauptstutzen abnimmt.

Bei dem Versuche J_2 war der Hauptstutzen 1 ständig geschlossen, so daß der Versuch sich lediglich auf die Untersuchung der Pumpe als Wasserstrahlpumpe mit zylindrischem Wasserstrahl erstreckte, entsprechend einer Pumpe der Bauarten A und C. Die Schaulinien J_2, Fig. 28, zeigen auch ähnliche Ergebnisse. Die η-Kurve III fällt mit der η-Kurve III des Versuches C_1 zusammen, s. Fig. 35 (S. 2021). Auch bei dem Versuche J_2

Fig. 21 bis 26. Teilweise beaufschlagte Kreiselpumpe mit Wasserkolbenbildung.

Fig. 21. Versuch H_1, November 1911.

Fig. 22. Versuch H_1. Die Schaulinien sind auf den engsten Düsenquerschnitt bezogen.

unabhängig von der am Nebenstutzen abgesaugten Luftmenge ist. Es ist also für die Höhe der Luftleere der Kondensation ohne Belang, ob am Nebenstutzen viel oder wenig Luft abgesaugt wird.

Ein Vergleich des Arbeitsbedarfes bei den Versuchen J_1

Fig. 23. Versuchsanordnung H_1. Maßstab 1:75.

und J_2, also ein Vergleich der Schaulinien für N_e in den Figuren 27 und 28, läßt erkennen, daß z. B. bei der Düse null und auch bei den größeren Düsen beim Versuche J_2 zur Erzeugung derselben Luftleere ein größerer Arbeitsaufwand als bei dem Versuch J_1 erforderlich war, obwohl sich die Umlaufzahl der Pumpe nicht änderte. Dieser Unterschied wird durch die Angaben über die Saughöhe in den Zahlentafeln 12 und 13 begründet. Die Drosselhöhe beträgt bei dem Versuche J_2 nur etwa die Hälfte, d. h. es wurde viel mehr Wasser gefördert. Beim Versuche J_1 wird also der Wasserstrahl weit besser als bei Versuch J_2 ausgenutzt. Schließlich wurde noch mit derselben Pumpe ein Versuch J_3, Zahlentafel 14, gemacht, bei dem am Hauptstutzen 1 die

Fig. 24. Versuch H_2. September 1911.

wurden die gleichzeitig am geschlossenen Hauptstutzen 1, Fig. 29, erzielten Luftleeren abgelesen. Diese in die Zahlentafel 13 eingetragenen Werte zeigen, daß die am Hauptstutzen erzielte Luftleere

Fig. 25. Versuch H_2. Die Schaulinien sind auf den engsten Düsenquerschnitt bezogen.

Zahlentafel 10 und 11. Teilweise beaufschlagte Kreiselpumpe mit Wasserkolbenbildung.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor: Klemmenspannung V	Motor: Stromstärke Amp	Motor: an den Motor abgegebene elektrische Leistung KW	Motor: Wirkungsgrad des Motors vH	Motor: Wirkungsgrad des Vorgeleges vH	Motor: Gesamt-Wirkungsgrad vH	Motor: an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e PS	Düsendurchmesser mm	Saughöhe mm Q.-S.	Temperatur des Wassers t_w °C	Temperatur der Luft t_l °C	Drücke: Barometerstand p_a mm Q.-S.	Drücke: erzielte Luftleere mm Q.-S.	Drücke: absoluter Druck in der Pumpe p_i mm Q.-S.	Drücke: Teildruck des Dampfes p_d mm Q.-S.	Drücke: Teildruck der Luft p_l mm Q.-S.	Drücke: theoretisch mögliche Luftleere mm Q.-S.	erzielte Luftleere / theoretisch mögliche Luftleere vH	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G g/sk	Menge dieser Luft V_l bei $273 + t_w$ °C und p_l mm Q.-S. ltr/sk	Gewicht bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit g/PS-sk	Luftmenge bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit ltr/PS-sk	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_i PS	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe $\eta = \frac{N_i}{N_e}$ vH
Zahlentafel 10. Versuch H_1. November 1911.																									
1	2050	218	25,5	5,56	88	-	—	6,65	0	495	10.4	5,95	741	730	11	9,4	1,6	731,6	99,8	0	0	0	0	0	0
2	»	217	27,0	5.85	»	—		7,00	1	460	»	»	»	729	12	»	2.6	»	99,6	0,182	43,3	0,026	6,18	0,114	1,63
3	2025	215	32,0	6,88	»		—	8,24	2	370	»	»	»	724	17	»	7,6	»	98,9	0,727	58,5	0,0883	7,10	0,368	4,47
4	1975	214	41,5	8,67	»	—	—	10,38	3	225	»	6,12	»	715,5	25.5	»	16,1	»	97,8	1,64	62,1	0,158	6,00	0,694	6.70
5	1950	213	42,2	9,00	»	—		10,78	4	155	»	6.3	»	699	42	»	32,6	»	95,5	2.91	54,5	0,270	5,06	1,005	9.35
6	1975	215	42,0	9,04	»		—	10,81	5	140	10,5	6,2	»	677	69	9,5	59.5	731,5	92,5	4,55	46,6	0,421	4,31	1,265	11,7
7	2000	217	39,0	8,46	»	—	-	10,12	6	120	»	5,9	»	609	132	»	122,5	»	83,2	6,55	32,6	0,646	3,22	1.295	12,6
8	2000	215	40,5	8,70	»	—	—	10,41	3	230	»	»	»	715,5	25.5	»	16,0	»	97.8	1,64	62.4	0,157	5,99	0,695	6,67
9	1925	217,5	39,8	8,65	»	—		10,35	4	185	»	»	»	699	42	»	32.5	»	95,5	2.91	54,5	0,281	5,27	1,006	9,72
10	2050	»	26,0	5,65	»			6,76	1	460	»	6,3	741,5	729	12	»	2,5	732	99,5	0,182	44,4	0,027	6.56	0,115	1,70
								IV														I	II		III
Zahlentafel 11. Versuch H_2. September 1911.																									
1	580	212	103.5	22	86	96	82,5	24,7	0	475	14,6	14,6	750,8	738	12.8	12,5	0.3	738,3	99,95	0	0	0	0	0	0
2	»	»	115	24,4	87	»	83,5	27,7	3	450	»		»	736	14,8	»	2,3	»	99,6	1,63	438	0,059	15,8	1,06	3,83
3	570	210	126	26,5	»	»	»	30.1	4	425	»		»	732	18,8	»	6,3	»	99,1	2,9	284	0,097	9,45	1,552	5,16
4	600	208	152	31,6	89	»	85.5	36,7	5	390	»		»	729	21,8	»	9.3	»	98,7	4.54	302	0,124	8,23	2,235	6,08
5	560	205	155	31,8	»	»	»	37,0	6	350	»		»	723	27,8	»	15,3	»	97,9	6.53	264	0,177	7,15	2,85	7,71
6	550	200	167	33,4	»	»	»	38.8	7	290	»		»	718	32.8	»	20,3	»	97.2	8,89	272	0.229	7.00	3.59	9,26
7	580	200	185	37,0	»	»	»	43.0	8	250	»		»	710	40.8	»	28.3	»	96,1	11,6	253	0,270	5.90	4.25	9,89
8	»	196	190	37.3	»	»	»	43,3	9	222	»		»	700	50,8	»	38.3	»	94,75	14.7	237	0.340	5,48	4,89	11,3
9	»	199	195	38,8	»		»	45.1	10	180	»		»	685	65,8	»	53.3	»	92,7	18,15	210	0,402	4,65	5,36	11,[illegible]
10	»	»	189	37,6	»	»	»	43.7	11	180	»		»	661	89,8	»	77.3	»	89,5	22,0	176	0,504	4,03	5.57	12,75
11	590	203	178	36,0		»	»	41,8	7	290	»		»	719	31.8	»	19.3	»	97,3	8,89	284	0,213	6,80	3,645	8,71
								IV														I	II		III

Fig. 26. Versuchsanordnung H_2.

Meßdüsen von 6, 8 und 10 mm Dmr. und gleichzeitig am Nebenstutzen die Meßdüsen von 9, 9 und 7 mm Dmr. nacheinander aufgeschraubt wurden. Es stand nur der eine genau geprüfte Düsensatz zur Verfügung, weshalb am Haupt- und Nebenstutzen die Düsendurchmesser verschieden genommen werden mußten. Diese Versuche, die im Auslande gemacht wurden, konnten aus Zeitmangel an dem betreffenden Tage leider nicht weiter ausgedehnt werden. Die bei den großen Düsen am Hauptstutzen 1 erzielten Luftleeren von 98,0, 96,[illegible] und 94,2 vH stimmen fast ganz mit den beim Versuch J_1

Zahlentafel 12 bis 14. Teilweise beaufschlagte Kreiselpumpe mit Wasserkolbenbildung im Auswurfkegel und mit zweifacher Luftabsaugung.

Nummer der Ablesung	Uml./min	Motor							Düsendurchmesser		Saughöhe	Temperatur		Drücke						erzielte Luftleere / theoretisch mögliche Luftleere	berechnetes Gewicht der angesaugten Luft G	Menge dieser Luft V_l bei $273 + t_e$ °C und p_l mm Q.-S.	Gewicht bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	Luftmenge bezogen auf Arbeits- und Zeiteinheit	berechnete isothermische Luftverdichtungsarbeit N_i	Luftverdichtungsarbeit in vH des Arbeitsbedarfes der Pumpe $\eta = \frac{N_i}{N_e}$
		Klemmenspannung	Stromstärke	an den Motor abgegebene elektrische Leistung	Wirkungsgrad des Motors	Wirkungsgrad des Vorgeleges	Gesamt-Wirkungsgrad	an die Pumpenwelle abgegebene Leistung N_e	Hauptstutzen 1	Nebenstutzen 2		des Wassers t_e	der Luft t_l	Barometerstand p_a	erzielte Luftleere	absoluter Druck in der Pumpe p_i	Teildruck des Dampfes p_d	Teildruck der Luft p_l	theoretisch mögliche Luftleere							
		V	Amp	KW	vH	vH	vH	PS	mm	mm	mm Q.-S.	°C	°C	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	mm Q.-S.	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH

Zahlentafel 12. Versuch J_1. Juni 1912.

Luftabsaugung nur am Hauptstutzen 1. Nebenstutzen 2 geschlossen.

In den Spalten für »erzielte Luftleere« und »absoluter Druck in der Pumpe« bedeuten die oberen (geraden) Zahlen in jeder Zeile die Ablesungen am Hauptstutzen 1, die unteren (kursiv) die Ablesungen am geschlossenen Nebenstutzen 2.

Nr.	Uml./min	V	Amp	KW	vH	vH	vH	PS	mm	mm	mm Q.-S.	°C	°C	p_a	Luftleere	p_i	p_d	p_l	theor. Luftleere	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH
1	975	350	56	28,8	91	96	87,4	34,2	0	0	465	20,1	21,0	735,15	717,5 *715,5*	17,7 *19,7*	17,6	0,1	717,6	99,99	0	0	0	0	0	0
2	960		»	28,7	»	»	»	34,1	1	»	465	»	»	»	717 *715*	18,2 *20,2*	»	0,6	»	99,90	0.176	185	0,0052	5,43	0,1425	0,418
3	975		57	30,1	»	»	»	35,8	2	»	450	20,2	»	»	716,5 *712*	18,7 *23,2*	17,7	1,0	717,5	99,8	0,703	444	0,0196	12,4	0,528	1,48
4	»		59	31,0	»	»	»	36,8	3	»	435	20,3	»	»	714,8 *705*	20,4 *30,2*	17,8	2,6	717,4	99,7	1,58	384	0,0430	10,4	1,015	2,76
5	»		62	33,2	»	»	»	39,5	4	»	410	»	»	»	712 *695*	23,2 *40,2*	»	5,4	»	99,3	2,81	328	0,0712	8,30	1,57	3,98
6	»		65	34,8	»	»	»	41,4	5	»	380	»	»	»	709 *682*	26,2 *53,2*	»	8,4	»	98,8	4,40	331	0,106	8.00	2,24	5.41
7	»		»	»	»	»	»	»	6	»	375	»	»	»	704,5 *664*	30,7 *71,2*	»	12,9	»	98,2	6,35	311	0,153	7,52	2,92	7,06
8	»		67	36,0	»	»	»	42,8	7	»	360	20,4	»	»	699,5 *644*	35,7 *91,2*	17,9	17,8	717,3	97,5	8,62	308	0,202	7,20	3,64	8,50
9	»		69	37,2	»	»	»	44,2	8	»	325	»	»	»	692 *627*	43.2 *108.2*	»	25,3	»	96,5	11,25	281	0,255	6,35	4,30	9.73
10	»		»	38,0	»	»	»	45,2	9	»	310	20,5	»	»	681 *600*	54,2 *135,2*	18,1	36,1	717,1	95,0	14,3	250	0,316	5,54	4,90	10,85
11	»		69,5	38,2	»	»	»	45,4	10	»	290	»	»	»	668 *575*	67,2 *160,2*	»	49,1	»	93,2	17,6	227	0,388	5,00	5,40	11,9
12	»		71	39,3	»	»	»	46,7	11	»	260	»	»	»	652 *540*	83,2 *195,2*	»	65,1	»	91,0	21,3	206	0,456	4,41	5,84	12,5
13	»		73	41,0	»	»	»	48,7	12	»	225	20,7	»	»	641 *525*	94,2 *210,2*	18,3	75,9	716,9	89,4	25,8	211	0,520	4,33	6,50	13,35
14	970		68	37,3	»	»	»	44,3	12 + 6	»	215	»	»	»	583 *400*	152,2 *335,2*	»	133,9	»	81,3	31,6	149	0,713	3,36	6,07	13,7
15	»		62	32,6	»	»	»	33,8	12 + 8	»	200	20,8	»	»	510 *310*	225,2 *425,2*	18.4	206,8	716,8	71,1	36,5	111	0.940	2,86	5,20	13.4

Zahlentafel 13. Versuch J_2. Juni 1912.

Luftabsaugung nur am Nebenstutzen 2. Hauptstutzen 1 geschlossen.

Nr.	Uml./min	V	Amp	KW	vH	vH	vH	PS	mm	mm	mm Q.-S.	°C	°C	p_a	Luftleere	p_i	p_d	p_l	theor. Luftleere	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH
16	970		78	44,4	91	96	87,4	52,8	0	0	225	20,9	21,0	735,15	715,5 *714,5*	19,7 *20,7*	18,5	2,2	716,7	99,6	0	0	0	0	0	0
17	965		»	44,0	»		»	52,3	»	2	225	»	»	»	715,5 *708*	19,7 *27,2*	»	8,7	»	98,7	0,703	51,1	0,0134	0.978	0,355	0,679
18	970		»	»	»	»	»	»	»	4	225		»	»	715,5 *693*	19,7 *42,2*	»	23,7	»	96,6	2.81	75,0	0,0537	1,43	1,10	2.10
19	960		»		»	»		»	»	6	230		»	735.4	715.5 *665*	19,9 *70,4*	»	51,9	716,9	92,8	6,35	77,4	0,121	1,48	1,91	3,65
20	965			»	»			»	»	8	»		»		715,5 *622*	19.9 *113,4*	»	94,9	»	86,8	11.25	75.0	0,215	1,43	2,61	4.99
21	»		»		»				»	10	»		»	»	715,5 *565*	19,9 *170,4*	»	151,9	»	78,8	17,6	73,3	0,336	1,40	3,13	5,99
22	»		»	»	»			»	»	12			»	»	715,5 *500*	19,9 *235,4*	»	216,9	»	69,7	25,3	73,7	0,484	1,41	3,46	6,62
23	»		»	»	»				»	12 +4			»		715,5 *460*	19,9 *275,1*	»	256,9	»	64,1	28,1	69,1	0,537	1,32	3.30	6,31

Zahlentafel 14. Versuch J_3. Juni 1912.

Die oberen Zahlen bedeuten die Ablesungen am Hauptstutzen 1, die unteren Zahlen diejenigen des Nebenstutzens 2.

Nr.	Uml./min	V	Amp	KW	vH	vH	vH	PS	mm (Hauptst. 1 / Nebenst. 2)		mm Q.-S.	°C	°C	p_a	Luftleere	p_i	p_d	p_l	theor. Luftleere	vH	g/sk	ltr/sk	g/PS-sk	ltr/PS-sk	PS	vH
24	975		77	45,0	91	96	87,4	53,5	{ 6 9		230 »	21 »	21,2 »	736,2 »	703,5 555	32,7 181,2	18,6 »	14,1 162,6	717,6 »	98,0 77,4	6,35 14,27	285 55,5 640	0,119 0,267	5,33 1,04 12,0 bezogen auf $p_l = 14,1$	2,86 2,43	} 9,90
25	1000		75	45,9	»	»	»	54,6	{ 8 9		» »	» »	» »	» »	693,5 525	42,7 211.2	» »	24,1 192,6	» »	96,6 73,2	11,25 14,27	296 46,9 375	0.206 0,261	5,42 0,859 6,86 bezogen auf $p_l = 24.1$	4,37 2,15	} 11,94
26	1000		76	44,0	»		»	52,3	{ 10 7		» »	» »	» »	» »	676 520	60.2 216.2	» »	41,6 197,6	» »	94,2 72,5	17,6 8,63	268 27,6 131	0,337 0,165	5,13 0,528 2,51 bezogen auf $p_l = 41,6$	5,74 1,28	} 13,45

Fig. 27 bis 30.
Teilweise beaufschlagte Kreiselpumpe mit Wasserkolbenbildung und mit zweifacher Luftabsaugung.

Fig. 27.

Versuch J_1. Juni 1912. Luftabsaugung nur am Hauptstutzen.

erzielten Luftleeren überein. Die gleichzeitig am Nebenstutzen 2 erzielten Luftleeren von 77,4, 73,2 und 72,5 vH können ebenfalls als recht günstig bezeichnet werden.

Der Arbeitsbedarf ist bei den Versuchen J_2 und J_3 15 vH größer als bei dem Versuch J_1 und beträgt etwa 54 PS statt 46 PS. Wenn man die am Hauptstutzen und Nebenstutzen für die jeweilige isothermische Verdichtung aufzuwendenden Arbeiten N_i addiert und diese Summe durch die an die Pumpenwelle abgegebene Arbeit N_e teilt, so erhält man für die drei Versuche J_3 Wirkungsgrade η = 9,9, 11,94 und 13,45 vH. Wegen der Verschiedenheit der Luftleeren und der Düsen an den beiden Stutzen läßt sich eine Schaulinie nicht aufzeichnen.

Um für die in den Figuren 31 und 32 dargestellte Kondensationsanlage die Leistung der Kolbenluftpumpe mit der Gesamtleistung der Wasserstrahl-Luftpumpe am Hauptstutzen 1 und am Nebenstutzen 2 vergleichen zu können, muß man die effektive Luftleistung am Nebenstutzen 2 auf die absolute Luftspannung am Hauptstutzen 1 umrechnen und zur Luftleistung am Stutzen 1 hinzuzählen. Dies entspricht den wirklichen Betriebsverhältnissen; denn bei Verwendung der

Fig. 28.

Versuch J_2. Juni 1912. Luftabsaugung nur am Nebenstutzen.

Kolbenluftpumpe dehnen sich die aus dem Heizraume des letzten Verdampferkörpers austretenden Ammoniakgase und die Luft von 65 bis 70 vH Luftleere auf die Kondensatorspannung aus, ebenso kann ein Unterdruckapparat bei frischer Füllung nur durch den Kondensator entlüftet werden. Für die Ablesung Nr. 25, Versuch J_3, ergibt sich nach Zahlentafel 14 z. B. die Luftmenge am Nebenstutzen 2 zu 46,9 ltr/sk. Diese muß auf den absoluten Teildruck der Luft am Hauptstutzen 1, d. i. auf 24,1 mm Q.-S., umgerechnet werden,

Fig. 29 und 30. Versuchsanordnung der Versuche J_1 bis J_3.

Fig. 29.

Fig. 30. Pumpenseite.

woraus sich eine Luftmenge von etwa 374 ltr/sk ergibt. Die volumetrische Leistung der Kolbenluftpumpe wäre daher 296 + 374 = 670 ltr/sk statt 296 + 46,9 = 342,9 ltr/sk für die Kreiselpumpe.

Zwecks einer guten Uebersicht sind sämtliche Schaulinien I, II und III in den Figuren 33 bis 35 nochmals zusammengestellt. Die Buchstaben, die die Gruppe und den Versuch angeben, ferner der effektive Arbeitsbedarf sind

Fig. 31 und 32. Luftpumpen in Zuckerfabriken.

Fig. 31. Kolbenluftpumpe.

Fig. 32. Wasserstrahl-Luftpumpe.

Fig. 33. Schaulinien I.

die einzelnen Kurven dieser Figuren angeschrieben. Aus diesen Vergleichstafeln geht hervor, daß die untersuchten Pumpen stark voneinander abweichende Leistungen aufweisen. Bei 90 vH Luftleere war der beste Wirkungsgrad $\eta = 13$ vH, der niedrigste $\eta = 2,8$ vH.

Fig. 34. Schaulinien II.

Fig. 35. Schaulinien III. $\eta = \frac{N_2}{N_e}$.

Die Versuche sind nicht als abgeschlossen zu betrachten. Die vorliegende Arbeit soll über das bisher Erreichte berichten, dann aber auch eine Anregung für die weitere Entwicklung der in die Praxis mit Erfolg eingeführten Wasserstrahl-Luftpumpen geben.

Zusammenfassung.

Die gebräuchlichsten Wasserstrahl-Luftpumpen sind in einer Uebersichtstafel in 9 Gruppen A bis J eingeteilt. Von diesen wurden 6 Gruppen untersucht und 14 Einzelversuche mit denselben Meßdüsen nach einheitlichen Grundsätzen durchgeführt. Für jeden Versuch wurden 4 Schaulinien aufgestellt, die auf die am Saugstutzen der Pumpe erzielte Lufleere in vH der theoretisch möglichen Luftleere bezogen sind. Die Schaulinien geben Aufschluß über das beiden einzelnen Luftleeren geförderte Luftgewicht in g/PS-sk, über die geförderte Luftmenge — bezogen auf den in der Pumpe herrschenden Teildruck der Luft — in ltr/PS-sk, über den erzielten Wirkungsgrad $\eta = \frac{N_l}{N_e}$ und schließlich über die an die Pumpenwelle abgegebene Arbeit N_e.

Offene Pfahldämme und Ufersicherungen aus Eisenbeton am Missouri und Mississippi.[1]

Von **M. von Pagenhardt,**
Dipl.-Ing., zurzeit Kansas City, Missouri.

Die hier beschriebenen neueren Ausführungen der altbewährten hölzernen Pfahldämme und gepflasterten Ufersicherungen befinden sich am Missouri und seinen unteren Nebenflüssen, dem Kaw, Osage und Gasconadeflusse. Die Anwohner des unteren Missourilaufes versuchen seit bald 20 Jahren, das Augenmerk des Bundeskongresses auf ihn zu lenken, bis jetzt ohne bleibenden Erfolg. Der ungefähr 600 km lange Flußlauf hat den unbestreitbaren Vorteil, sich als natürlicher Weg in den vorherrschenden west-östlichen Frachtverkehr einzufügen. Er hat zwei große Städte an seinen Endpunkten, St. Louis und Kansas City, und viele kleine Farmerstädte an seinen Ufern. Ferner hat er ein reiches Hinterland; verbinden doch sechs Eisenbahnlinien die beiden Städte. Schließlich sind die geforderten Kosten für die Flußregulierung, die einen 1,8 m tiefen Schiffahrtweg schaffen wird, mit 84 Mill. ℳ oder 140000 ℳ/km niedriger als die Baukosten für einen sorgfältig gebauten Schienenstrang.

Auf der andern Seite weigert sich der Bundeskongreß, ein Unternehmen von scheinbar nur örtlichem Nutzen mit so großen Regierungsmitteln zu unterstützen, und weist auf die Schwierigkeit der endgültigen Flußregulierung und darauf hin, daß es fraglich sei, ob die geforderten Mittel ausreichen würden.

Um einen sichtbaren Beweis für die endgültige Regulierbarkeit des Missouri mit den vorgeschlagenen einfachen Mitteln zu liefern, hat die Missourifluß-Kommission in den Jahren 1891 bis 1901 hölzerne Pfahldämme und Ufersicherungen auf einer fortlaufenden Strecke von 70 km unterhalb Jefferson City erbauen lassen, auf einer Strecke, die für die berüchtigtste des Unterlaufes galt. Hierdurch sind nach einem Bericht rd. 7700 ha bestes, pflügbares Land dem Fluß abgewonnen und 1,8 m Fahrtiefe dauernd geschaffen worden. Sodann zeichneten im Herbst 1909 die Kaufleute der Stadt Kansas City 5 Mill. ℳ für eine Flußschiffahrts-Gesellschaft, um durch eine erfolgreiche Flußschiffahrt die Eisenbahnen zu einer Tarifermäßigung und die Regierung zu einer Verbesserung des Wasserweges zu veranlassen. Doch der Widerstand im feindlichen Lager ist groß, und dessen Beweisgründe erhalten ihre Nahrung in den mannigfachen technischen Schwierigkeiten, den geschiebereichen Fluß erfolgreich zu regulieren.

Der Missouri ist in seiner ursprünglichen Beschaffenheit[2]) ein Fluß, der abwechselnd schmale, tiefe Strecken und breite, flache, versandete Uebergänge bildet. Seine Breite bei Niedrigwasser beträgt an den Uebergängen 500 bis 1500 m, an den tieferen Strecken 250 bis 500 m, seine natürliche Tiefe an den Uebergängen ³/₄ bis 1 m und an den tieferen Strecken 3 bis 4 m. Das mittlere Gefäll des Flusses beträgt 1,5 m/km, die normale Niedrigwassermenge an der Mündung in den Mississippi 700 cbm/sk und die Hochwassermenge 5300 cbm/sk. Die Geschwindigkeit bei Niedrigwasser wechselt von 2,75 bis 4,75 km/st; die Geschwindigkeit bei Hochwasser wächst bis 10,5 und selbst 12 km/st. Der Fluß läuft mehr als 2000 km weit durch die große Inlandprärie über weichen Boden, und erst auf der letzten Strecke begleiten ihn felsige Höhenzüge. Die Ufer werden deshalb in bedeutendem Maße ausgewaschen; der gesamte Erd- und Sandgehalt, den der Fluß jährlich in den Mississippi trägt, wird auf 300 Mill. cbm geschätzt, eine Menge, die fast zweimal so groß wie die gesamte Erdbewegung am Panamakanal ist.

Die Neigung des Flußbettes ist, wie man sieht, an und für sich nicht bedeutend, und die Strömung ist nur infolge der großen Hochwassermenge, die während mehrerer Monate auftritt, außerordentlich stark. In diesen Hochwasserzeiten wird der Fluß gefährlich, die überreichliche Energie formt das weiche Flußbett willkürlich um, in geraden Strecken vereinigen sich die Wasser zu einem tiefen, einheitlichen Strom, aber in den Krümmungen bohren sie sich in die Ufer, graben neue Flußbetten, und schütten alte mit Sand zu. Man kann wie auch an andern Strömen beobachten, daß an solchen Stellen größeren Gefälles der Fluß sich durch Ausbreiten gleichsam selbst hemmt und durch Aufwerfen von Sandbänken einen großen Eigenwiderstand bildet. Um die eigentliche Ursache der wilden Strömung zu beseitigen, mußte das zu starke Gefälle des Flusses durch große Querdämme aufgehoben werden.

Das ist nun ein viel umstrittenes Verfahren. Von einflußreichen Ingenieuren wird behauptet, daß in solch geschiebereichen Flüssen unter allen Umständen ein besonders steiles Gefäll erhalten oder geschaffen werden muß. Es wird befürchtet, daß ein durch den Fluß gezogener Damm wohl das zu starke Gefäll aufhebt, dadurch aber ein Versanden des Flusses verursacht, während es anderseits hinreichend erwiesen ist, daß das Flußbett hierbei so wenig versanden kann wie in den tiefen, breiten Unterläufen der Flüsse, so lange eine genügende Neigung des Flußbettes und eine genügende Wassermenge vorhanden ist. Dies beweist der Unterlauf des Mississippi vom Red River bis zum Golf mit einem jährlichen Sandgehalt von rd. 300 Mill. cbm, mit einer Neigung von nur 0,2 vT und einer Geschwindigkeit von nur 1 m/sk. Bei Niedrigwasser läuft die Flut hinauf bis zum Red River, 450 km vom Golf entfernt, und doch trägt der Fluß in einem 50 bis 60 m tiefen und 500 bis 800 m breiten Strombett den ganzen Sandgehalt zum Meer. Dasselbe Bild wiederholt sich an allen Stellen geringerer Neigung, selbst zwischen festen Felsufern in den oberen Läufen der Flüsse, und es unterliegt wohl keinem Zweifel, daß durch den Fluß gezogene Querdämme den Wechsel des Strombettes, die Versandung und die Hochflutgefahr endgültig zu beseitigen vermögen.

Fig. 1.
Dreireihiger Beton-Pfahldamm von 150 m Länge bei Bonton Bend, St. Joseph, Missouri.

Allerdings ist es fraglich, ob die sandige Flußsohle die Errichtung von festen Dämmen zuläßt, und die Regierungsingenieure erklären das bis jetzt verfolgte Verfahren: Einengung des Flusses an den breiten Stellen und Sicherung der Ufer, für genügend wirksam. Hierin liegt der entscheidende Punkt für die Regulierung des Missouri ebenso wie des Mississippi.

Die Aufgabe, den Flußlauf zu regulieren und nutzbar zu machen, kann durch folgende Maßnahmen gelöst werden:

1) Sicherung der Ufer gegen Auswaschen,
2) Verhütung der Sandablagerung im Strombett,
3) Erzeugung einer größeren Fahrtiefe an den Uebergängen,
4) Schutz gegen Hochfluten,

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserbau) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) s. Reports of Chief of Engineers 1911.

Fig. 2 bis 5. Dreiteiliger Beton-Pfahldamm.

Fig. 2. Grundriß des ganzen Dammes.
Maßstab 1 : 750.

a abwechselnde Lagen von Buschwerk und Steinen in 1 : 3-Böschung
b gepflasterte Böschung
c zweifacher 9,5 mm dicker Eisendraht
d einfache U-förmige Eisendrahtklammern für 9,5 mm dicken Eisendraht an Kreuzungen

Fig. 3. Maßstab 1 : 175.
Ansicht der mittleren Pfahlreihe.

Fig. 4. Querschnitt.

Fig. 5. Grundriß.

a Holzstangen, mit 2 mm dickem Draht an den Querbalken befestigt
b Betonpfähle, durch je vier 25 mm dicke Eisenstangen verstärkt
c Beton-Querstangen, durch je vier 19 mm dicke Eisenstangen verstärkt
d unterer Teil der Betonpfähle, 6 m im Boden

5) Gewinnung von neuem Land durch Erdablagerung.

Die bisher angewandten Mittel erfüllen diese Aufgabe wohl nur zum Teil. Die offenen Pfahldämme dienen dem doppelten Zweck, durch Einengen des Strombettes eine größere Fahrtiefe zu schaffen und durch Erdablagerung hinter den Dämmen Land zu gewinnen. Zur Sicherung der Ufer dienen Ufermatratzen. Aber gegen Sandablagerung im Strombett und gegen Hochflut sind keine genügenden Maßnahmen getroffen.

Pfahldämme.

Die Durchlaß-Pfahldämme werden in einer Länge von 30 bis 300 m und mehr gewöhnlich in einer Richtung von 30° stromabwärts in den Fluß hineingebaut. Die Pfähle stehen in solcher Entfernung voneinander, daß das Wasser durchströmen kann, aber seine Geschwindigkeit hinter den Pfählen verringert, dadurch an Tragfähigkeit verliert und so hinter den Pfählen einen Teil seines Sandgehaltes ablagert. Nachdem das neue Land sich zu genügender Höhe aufgebaut hat, wird es durch Ufersicherungen befestigt. Manchmal genügt schon ein einziges Hochwasser, den Raum hinter dem Damm bis zur Hochwasserhöhe aufzufüllen, doch verläuft dieser Vorgang ganz unregelmäßig. Die Entwicklung, die schließlich zu diesen zwei- und dreireihigen offenen Pfahldämmen führte, erstreckte sich über 15 Jahre, wobei zwölf verschiedene Bauarten angewandt wurden.

Bei St. Joseph in Missouri ist im Jahre 1910 ein Eisenbetondamm gebaut worden, Fig. 1 bis 5. Der Damm besteht aus drei Reihen von Betonpfählen, die in je 3 m Abstand in jeder Richtung durch Eisenbeton-Querbalken miteinander verbunden sind. Er steht auf der üblichen, aus Weiden geflochtenen Fußmatratze, hat die gewöhnliche Stangenwand an der mittleren Pfahlreihe und eine Uferbepflasterung wie bei hölzernen Pfahldämmen. Die Pfähle haben 305 × 305 qmm Querschnitt und sind durch je vier 25,4 mm dicke, verdrehte Eisenstangen verstärkt, die in je 610 mm Entfernung durch 6,4 mm dicke Rundeisen miteinander verbunden sind. Sie haben 10 bis 15 m Länge und dringen 6 bis 8,5 m in den Boden ein, während die oberen Enden 3 bis 4,5 m über Niedrigwasser hervorragen. Die Querbalken sind 203 mm breit, 228 mm hoch und erstrecken sich von Pfahl zu Pfahl auf ungefähr 2,7 m Länge. Sie sind durch vier 19 mm dicke Eisenstangen verstärkt, die in derselben Weise wie zuvor durch Rundeisen miteinander verbunden sind. Beim Guß der Pfähle werden die Löcher offen gelassen, durch die die Eisenstangen der unteren Querbalken gesteckt werden können. Die Eisenstangen der Pfähle reichen ungefähr 150 mm über den Kopf der Pfähle hinaus, so daß die oberen Querbalken auf den Kopf der Pfähle gelegt und so das Gebilde zu einem festen Ganzen verbunden werden kann. Das Gewicht eines Pfahles beträgt ungefähr 2,7 t.

Die Kosten für einen dreireihigen Eisenbetondamm betragen heute noch 450 ℳ/m, für einen zweireihigen 160 bis 210 ℳ/m, während dreireihige Holzdämme am Missouri mit 160 bis 230 ℳ/m herzustellen sind. Es wird jedoch erwartet, daß die Kosten für den dreireihigen Betondamm noch erheblich herabgehen werden.

Die Pfähle werden entweder mit einem Hammer in den Boden getrieben, oder mittels Druckwasserstrahles in den Sandboden gesenkt. Doch arbeitet der Pfahlhammer schneller und wird, wo immer anwendbar, vorgezogen. Man legt hierbei auf den Kopf des Pfahles ein doppeltes Kissen, das obere aus Holz, das untere aus Seilen und Hanf, um eine Beschädigung des Betonpfahles zu vermeiden. Nachdem die Pfähle eingerammt sind, wird die aus Weiden geflochtene, etwa 20 cm dicke Fußmatratze um die Pfähle herumgewoben und durch Belastung mit großen Steinen versenkt. Schließlich wird das Ufer am Kopf des Dammes in einer Neigung von 1:3 durch Pflasterung gegen Auswaschen gesichert. Diese Sicherung ist viel leichter ausgeführt als bei Steindämmen, bei denen sich die gesamte Kraft des abgelenkten Stromes gegen den Kopf des Dammes richten kann.

Bis vor wenigen Jahren hat man am Missouri die Pfähle um 1,2 m, später um 1,8 m über das mittlere Niedrigwasser hinausragen lassen, mit der Absicht, das Hochwasser über die Dämme hinweggehen zu lassen und nur für eine Regulierung des Flusses bei Niedrigwasser zu sorgen. Heute ragen die neueren Dämme um 3,6 m über Nie-

drigwasser empor, wenn auch das Hochwasser um 6 bis 7,5 m und im mittleren Mississippi gar um 12 bis 15 m ansteigt.

Ufersicherungen am Missouri.

Das Ufer wird in den Krümmungen durch große Weidenmatratzen gesichert, Fig. 6 bis 10. Die Verwendung von Beton in solchen Matratzen verdient Beachtung.

Die Ufermatratze wird so versenkt, daß nur 1,8 m der 26 m breiten Matratze über Niedrigwasser hinausreichen. Diese 1,8 Meter sind der Beschädigung am meisten ausgesetzt, da die Zerstörung an der Oberfläche des Wassers bei weitem größer ist als auf der wasserbedeckten Flußsohle. Hier wird die Matratze unter normalen Verhältnissen so gut wie gar nicht angegriffen. Bis vor kurzem wurde der obere Teil ebenso wie die obere Uferböschung durch Pflasterung gesichert, die Versuche mit Beton haben aber soviel bessere Erfolge ergeben, daß der Beton die Pflasterung in Zukunft ersetzen wird. Für die Regulierung des Missouri von Kansas City bis zur Mündung nach der Vorlage vom Jahre 1910 ist Eisenbeton, wo immer anwendbar, vorgesehen.

Der Schutz besteht aus fünf Reihen von Betonplatten, die je 60 cm breit, 60 cm lang und 10 cm dick und beweglich miteinander verbunden sind, um sich der Bodengestalt anschmiegen zu können. Die Platten selbst bestehen aus zwei 5 cm dicken Lagen, zwischen die ein Drahtnetz und zwei 6,3 mm dicke Stangen gelegt sind. Die Stangen haben an den Enden Augen, durch die ein Drahtseil gezogen werden kann. Die Blöcke werden von einem am Ufer verankerten Drahtseil in ihrer Lage festgehalten. Die obere Böschung wird mit einer 10 cm dicken Zementschicht belegt, die ebenfalls in zwei Lagen aufgebracht ist, zwischen denen sich ein Drahtnetz befindet.

Es sind Versuche gemacht worden, anstatt der schwierig herzustellenden Weidenmatratze gewöhnliche starke Drahtnetze zu gebrauchen, doch sind die Steine aus diesen Netzen fortgewaschen worden, während sie in den Taschen der Weidenmatratze liegen bleiben. Die auf diese Weise ausgeführten Ufersicherungen haben unter Wasser nach 18 Jahren noch keine Aenderung gezeigt, während sie allerdings über Wasser jährlich ausgebessert werden müssen. Doch werden nicht mehr als 2 bis 5 vH der Anlagekosten auf die Ausbesserungen verwandt, und zwar am Mississippi weniger als am Missouri, infolge der großen Anlagekosten am Mississippi und des geringen Verhältnisses der Ueberwasserarbeiten zu den Unterwasserarbeiten.

Fig. 6 bis 10. Ufersicherung am Missouri durch Willow-Matratzen mit Betonplatten.

Fig. 6. Hauptgrundriß. Maßstab 1 : 300.

Fig. 7. Querschnitt durch das Ufer. Maßstab 1 : 100.

Fig. 8. Grundriß.

Fig. 9. Querschnitt einer Betonplatte.

Fig. 10. Betonplatte. Maßstab 1 : 20.

Pfahldämme und Ufersicherungen am Mississippi.

Die Pfahldämme und Ufersicherungen sind von der gleichen Art wie am Missouri und in Kansas, sie haben nur

größere Abmessungen. Die Pfähle reichen statt 4,5 bis 7,5 m 15 bis 21 m in den Boden hinein, die Matratzen sind 60 bis 90 m breit, und die Ufer sind 9 bis 21 m hoch anstatt 3,6 bis 9 m. Auch die Deicharbeiten sind dementsprechend umfangreicher und kostspieliger.

Die Matratzen am Mississippi bestehen aus Weidenstämmen von 10 bis 15 m Länge und 7,5 bis 15 cm Dicke, die durch Draht miteinander verbunden werden. Es wurden auch im St. Louis-Cairo-Bezirke Versuche mit billigerem Holz gemacht, Brettern von 22 cm Breite und 10 cm Dicke, die wie ein Rohrgeflecht gekreuzt und zusammengenagelt wurden. Man hat hiermit Erfolg gehabt, so daß beim Versagen der Weidenzufuhr zu billigerem Holz übergegangen werden kann.

Im St. Louis-Cairo-Bezirke wiederholt sich das Bild des unteren Missouri: tiefe schmale Flußstrecken wechseln mit breiten, flachen Strecken ab. Die Neigung des Flußbettes beträgt im Mittel 1,17 vT, die mittlere Geschwindigkeit mehr als 2 m/sk. Auch hier ist die Strömung nur infolge der großen Wassermenge so stark. Trotz des starken Gefälles beschränkt sich der Regulierungsplan auf das Eindämmen des Flusses an den breiten Stellen, auf die Sicherung der Ufer und auf das Vertiefen durch Baggern, um einen vorläufigen Schiffahrtkanal von 60 m Breite und 2,4 m Tiefe herzustellen und zu erhalten. Auf der Strecke St. Louis-Cairo sind nach dem letzten Regierungsbericht 33 vH der endgültigen Arbeiten ausgeführt. Es befindet sich auf dieser Strecke eine größere Anzahl von offenen Pfahldämmen als auf allen andern Strecken zusammengenommen. Wieviel durch diese Dämme erreicht werden kann, läßt sich hier am besten beurteilen, indem diese gefürchtete und gefährlichste Strecke des Mississippi seit mehreren Jahren wenigstens der Schiffahrt keinen begründeten Anlaß zur Beschwerde mehr gegeben hat.

Der Plan, einen Schiffahrtweg von den Großen Seen zum Golf herzustellen, schreitet zielbewußt vorwärts. Er sieht den Bau von zwei großen Dämmen für diese Strecke vor und entfernt so durch Beseitigung der überschüssigen Energie des Flusses die eigentliche Ursache seines wilden Charakters und der Versandung. Es ist eine berechtigte Frage, ob solche Dämme nicht auch in ein umfassendes Missouri-Projekt gehören, doch die Regierungsingenieure haben diese Frage als nicht zeitgemäß noch nicht beantwortet. So viel ist sicher, aber auch nur soviel, daß durch die offenen Pfahldämme und Ufersicherungen ein Schiffahrtkanal von 1,5 bis 1,8 m Tiefe dauernd geschaffen werden kann; das geht einwandfrei daraus hervor, daß durch dieselben Mittel ein 2 bis 2,4 m tiefes Gerinne im mittleren Mississippi hergestellt werden konnte, dessen ursprüngliche Tiefe 1 bis 1,2 m betrug. Deshalb wird die von den Beteiligten gewünschte Bewilligung von Geldmitteln durch den Bundeskongreß eine vorläufig ausreichende Regulierung des unteren Missouri herbeiführen.

Zusammenfassung.

Die erfolgreichen Bestrebungen der Regierungsingenieure der Vereinigten Staaten, Eisenbeton in den offenen Pfahldämmen und Ufersicherungen des Mississippi und des Missouri soweit als möglich zu verwenden, sind beschrieben. Die Ingenieure des Missouri-Bezirkes sind hier bahnbrechend vorgegangen und haben seit 1909 zwei- und dreireihige, bis 150 m lange Pfahldämme aus schweren Eisenbetonpfählen gebaut, während man sich in den Sicherungen der Uferböschungen durch Beton auf Ueberwasserarbeiten beschränken mußte.

Diese offenen Pfahldämme und Ufersicherungen haben sich als wirksame Schutzmittel der Ufer bewährt und eine Vertiefung der Fahrrinne bewirkt, sie beseitigen aber die durch die jährlichen Ueberschwemmungen und die Verschiebung der Fahrrinne der geschiebereichen Flüsse entstehenden Schwierigkeiten nicht. Immerhin bilden sie ein wirksames Hülfsmittel ihrer Regulierung und gliedern sich gut in einen endgültigen Regulierungsplan mit festen Staudämmen, der noch auf seine Ausführung wartet.

Berechnung gewölbter Platten.

Von Ingenieur **Huldreich Keller** in Zürich.

(Schluß von S. 1993)

Gang der Rechnung.

Für irgend einen Halbmesser x_2 der Meridian-Mittelfaser können mit Hülfe der drei Hauptgleichungen (I), (II) und (III) und der Nebengleichungen (11), (16) und (27), (28) die Werte σ_{r_0}, σ_{t_0} und ψ berechnet werden, wenn die korrespondierenden Werte für den um das endliche, aber kleine Stück (dx) verschiedenen Halbmesser x_1 bekannt sind.

Um die Werte der Normalspannungen und der Winkeländerungen für alle Punkte der Mittelfaser zu erhalten, nehmen wir für irgend einen Punkt dieser Faser Werte an und rechnen für alle aufeinander folgenden Werte von (dx) nach den Gleichungen (I), (II), (III) die Aenderungen der Normalspannungen bezw. der Winkeländerung und sodann die Spannungen und die Winkeländerung selbst aus. Am besten beginnt man innen an der Platte.

Stimmt nach der erstmaligen Durchrechnung das Endergebnis nicht mit den Randbedingungen, so ist die Rechnung von innen bis außen zu wiederholen. Während man aber bei der oben erwähnten Berechnung der sich drehenden Scheibe beim Beginn einer Durchrechnung nur mit einer Unbekannten (σ_t) zu variieren brauchte, sind es hier deren zwei.

Durchbiegung der gewölbten Platte.

Haben wir im vorstehenden für jeden Punkt des Plattenquerschnittes die Radialspannung, die Tangentialspannung und die Winkeländerung berechnet, so können wir damit die Durchbiegung ermitteln. Es genügt, wenn wir hierbei nur die Mittelfaser in Betracht ziehen, welche der Radialspannung σ_{r_0} und der Tangentialspannung σ_{t_0} ausgesetzt ist. Wir schlagen den gleichen Weg ein, den Bach für die Ermittlung der Durchbiegung eines gekrümmten Balkens gezeigt hat[1]).

In Fig. 10 sei durch den Linienzug J-A lediglich die Mittelfaser einer gewölbten Platte dargestellt. Aus ihr greifen wir ein beim Punkt P gelegenes Element von der Länge ds heraus.

Wir berechnen vorerst die Verschiebung des zweiten Endpunktes C dieses Elementes gegenüber dem Punkt P.

Fig. 10.

Während der Belastung der Platte durch die äußere spezifische Spannung p gelangt das Faserelement aus der Lage P-C vom unbelasteten Zustand in die Lage P'-C'' des endgültig belasteten Zustandes. Diese Veränderung kann als in zwei Phasen ausgeführt gedacht werden:

1) Es verschiebt sich das Element aus der Lage P-C zu sich selbst parallel und dehnt sich unter dem Einfluß der

[1]) s. Bach, »Elastizität und Festigkeit« 1902 S. 485.

Fig. 11.

Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14 und 15. Zahlenbeispiel I. Platte am Außenrand frei aufliegend. (Schnittfigur 11)

Fig. 14. Radialspannung σ_r in kg/qcm.

Fig. 15. Tangentialspannung σ_t in kg/qcm.

Maßstab für die Länge 1 : 6
» » » spez. Spannung 30 kg/qcm = 1 mm

Längsspannung σ_{r_0} und der Querspannung σ_{t_0} um den Betrag

$$\Delta(ds) = \frac{ds}{E}\left(\sigma_{r_0} - \frac{\sigma_{t_0}}{m}\right).$$

Hierbei gelangt es in die Lage P'-C'.

2) Es dreht sich aus dieser Lage um den Winkel ψ in die Lage P'-C''. Wie wir schon bei Berechnung der Spannung σ_{t_0} sahen, ändert sich hierbei die x-Koordinate des Punktes C gegenüber dem Punkt P um den Betrag

$$\Delta(dx) = \Delta(ds)\cos\varphi - C'C''\sin\varphi$$

$$= \frac{ds}{E}\left(\sigma_{r_0} - \frac{\sigma_{t_0}}{m}\right)\cos\varphi - ds\,\psi\sin\varphi$$

$$\Delta(dx) = \frac{dx}{E}\left(\sigma_{r_0} - \frac{\sigma_{t_0}}{m}\right) - dy\,\psi \quad . \quad . \quad . \quad (29).$$

Die y-Koordinate des Punktes C ändert sich gegenüber dem Punkt P um den Betrag

$$\Delta(dy) = \Delta(ds)\sin\varphi + C'C''\cos\varphi$$

$$= \frac{ds}{E}\left(\sigma_{r_0} - \frac{\sigma_{t_0}}{m}\right)\sin\varphi + ds\,\psi\cos\varphi$$

$$\Delta(dy) = \frac{dy}{E}\left(\sigma_{r_0} - \frac{\sigma_{t_0}}{m}\right) + dx\,\psi \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

(Hierbei setzen wir als Regel, die y-Koordinate in Fig. 10 von der Höhe des Punktes J aus von oben nach unten positiv zu zählen.)

Der Punkt C ändert während der allmählich vor sich gehenden Durchbiegung der Platte seine Koordinaten gegenüber dem Punkt J um die Werte

Fig. 16 und 17. Zahlenbeispiel II. Platte am Außenrand eingespannt.
(Schnittfigur 12)

Fig. 16. Radialspannung σ_r in kg/qcm.

Fig. 17. Tangentialspannung σ_t in kg/qcm.

Maßstab für die Länge 1 : 6
» » » spez. Spannung 30 kg/qcm = 1 mm

$$\Delta x_J^C = \Sigma_J^C \Delta (dx) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

$$\Delta y_J^C = \Sigma_J^C \Delta (dy) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32).$$

Gemäß unserer bisher geübten Rechnungsweise setzen wir statt der unendlich kleinen Differentiale dx und dy die endlich kleinen Intervalle dx und dy ein.

Will man die Aenderung der x-Ordinate des Punktes C in bezug auf die Symmetrieachse z-z, Fig. 10, berechnen, so ist zu berücksichtigen, daß die Ordinate des Punktes J sich bereits ändert um den Betrag

$$\Delta x_J = \frac{x_J}{E}\left(\sigma_{t_0} - \frac{\sigma_{r_0}}{m}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33).$$

Dieser Wert ist zu dem in Gl. (31) aufgestellten Wert zu addieren, um die Gesamtzunahme der x-Ordinate des Punktes C gegenüber der Symmetrieachse zu erhalten.

Wir finden also für diesen Punkt:

$$\Delta x_C = \left\{ \begin{array}{l} \Sigma_J^C \left[\frac{dx}{E}\left(\sigma_{r_0} - \frac{\sigma_{t_0}}{m}\right)\right] \\ - \Sigma_J^C [\psi \, dy] \\ + \frac{x_J}{E}\left(\sigma_{t_0} - \frac{\sigma_{r_0}}{m}\right)_{x = x_J} \end{array} \right\} \quad . \quad (34).$$

Hat die Platte in der Mitte kein Loch, so fällt der letzte Summand natürlich weg, weil dann $x_J = 0$ ist.

$$\Delta y_C = \Sigma_J^C \left[\frac{dy}{E}\left(\sigma_{r_0} - \frac{\sigma_{t_0}}{m}\right)\right] + \Sigma_J^C (\psi \, dx) \quad (35).$$

Man schafft sich ein anschauliches Bild von der Formänderung der Platte, wenn man die Koordinaten-Aenderung eines jeden Punktes der Meridian-Mittelfaser in viel größerem,

Fig. 20.
Durchbiegung Δy in Funktion des Abstandes x von der Symmetrieachse für die Zahlenbeispiele I, II, IX, IX_v.

und zwar dem 20- bis 100fachen Maßstab aufzeichnet, gegenüber den Koordinaten selbst.

Wie eine Rechnung durchzuführen ist, insbesondere, wie die »Randbedingungen« zu berücksichtigen sind, und welche Schlußfolgerungen gezogen werden können, mag aus dem ausführlichen Bericht im Forschungsheft Nr. 124 nachgesehen werden.

An dieser Stelle sollen aus den zwölf dort behandelten Zahlenbeispielen nur drei herausgegriffen und von ihnen lediglich die Endergebnisse mitgeteilt werden, nämlich:

die gußeisernen Platten	I	II	IX
deren Meridianschnitt dargestellt ist in den Figuren	11	12	13
die Platten seien von der konvexen Seite belastet mit $p =$	20	20	20 kg/qcm
sie sind in der Mitte	voll	voll	durchbohrt Bohrungshalbmesser $X_i = 15$ cm
der Außenrand, dessen Halbmesser $X_a = 90$ cm, ist	frei aufliegend	so eingespannt, daß sich der Querschnitt nicht drehen, wohl aber in Richtung normal zur Symmetrieachse verschieben kann	frei aufliegend
der Verlauf der Normalspannungen über den ganzen Meridianquerschnitt ist axonometrisch dargestellt, und zwar			
der Radialspannungen σ_r in den Figuren	14	16	18
der Tangentialspannungen σ_t in den Figuren	15	17	19
die Durchbiegung in Richtung parallel zur Symmetrieachse ist für alle drei Zahlenbeispiele in stark vergrößertem Maßstab dargestellt in Figur		20 (S. 2027)	

Fig. 18 und 19. Zahlenbeispiel IX. Platte mit 30 cm weitem Loch am Außenrand frei aufliegend (Schnittfigur 13).

Fig. 18. Radialspannung σ_r in kg/qcm.

Fig. 19. Tangentialspannung σ_t in kg/qcm.

Maßstab für die Länge 1 : 6
» » » spez. Spannung 30 kg/qcm = 1 mm

Zusammenfassung.

Für die Berechnung gewölbter Platten werden drei Haupt-Differentialgleichungen aufgestellt, die nach dem Verfahren des »Rechnens mit kleinen Differenzen« zu verwerten sind. An drei verschiedenen Platten werden für jeden Punkt des Meridianquerschnittes die Radial- und die Tangentialspannungen und für die Mittelfaser die Durchbiegung, wie sie mittels dieses Verfahrens berechnet wurden, bildlich dargestellt.

Dieses Verfahren gestattet die Berechnung von als Rotationskörper ausgebildeten Platten, welche im Gegensatz zu den Bedingungen bisher bekannt gewordener Rechnungsmöglichkeiten[1]) folgende Eigenschaften haben dürfen:

a) veränderliche Dicke,
b) veränderlichen Wölbungsradius,
c) Bohrung in der Mitte.

[1]) Schüle mußte in seinem Aufsatz in Dinglers Polytechnisches Journal vom 10. Oktober 1900 voraussetzen, daß der Boden in der Mitte voll sei und konstante Krümmung und konstante Dicke habe. Von diesen drei einschränkenden Bedingungen konnte Fankhauser für seine in der Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1911 S. 449 niedergelegte Arbeit nur die erste fallen lassen.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 23. Oktober 1912.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 26. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Gail. Schriftführer: Hr. Dunaj jr.

Anwesend 33 Mitglieder, 2 Teilnehmer und 6 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Julius Opitz, zu dessen Ehren sich die Anwesenden von ihren Sitzen erheben.

Hr. Dr.-Ing. Pape aus Duisburg (Gast) spricht über Transportmittel im Gießereibetriebe.

Eingegangen 21. Oktober 1912.

Leipziger Bezirksverein.

Sitzung vom 18. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Kruft. Schriftführer: Hr. Hentschel.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Spiegelberg und Max Wetzel, zu deren Ehren sich die Anwesenden von ihren Plätzen erheben.

Hr. Jäger berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. Regierungsbaumeister Dipl.-Ing. Wendt (Gast) spricht über Bauart und Wirtschaftlichkeit der Kraftwagen mit Verbrennungsmotoren.

Eingegangen 30. Oktober 1912.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 24. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Overath. Schriftführer: Hr. Berg.

Anwesend 40 Mitglieder und 9 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Otto Thraner, zu dessen Andenken sich die Versammelten erheben.

Hr. Kgl. Baurat G. Soberski aus Berlin (Gast) spricht über die Entwicklung, den gegenwärtigen Stand und die Aussichten des elektrischen Vollbahnwesens[2]).

Eingegangen 26. Oktober 1912.

Mosel-Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Oktober 1912 in Metz.

Vorsitzender: Hr. Brennecke. Schriftführer: Hr. Weber.

Anwesend 90 Mitglieder und 32 Gäste.

Vor der Sitzung war die Militärfliegerstation Metz auf dem Flugplatze in Frescaty besichtigt worden.

Hr. Reg.-Baumeister O. Wendt aus Stettin (Gast) spricht über Fortschritte im Bau von Flugzeugen und ihren Motoren in den beiden letzten Jahren[3]).

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.
[2]) Vergl. Z. 1911 S. 1913 u. f., 2066; 1912 S. 315.
[3]) Vergl. Z. 1912 S. 1593.

Eingegangen 21. Oktober 1912.

Rheingau-Bezirksverein.

Sitzung vom 18. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Furkel. Schriftführer: Hr. Trier.

Anwesend 7 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Dipl.-Ing. Ernst Preger aus Frankfurt a. M. (Gast) spricht über den Hydropulsor[1]).

Eingegangen 7. Mai, 13. Juni u. 8. Oktober 1912.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 11. April 1912.

Vorsitzender: Hr. Jungclaus. Schriftführer: Hr. Kühn.

Anwesend 23 Mitglieder und Gäste.

Hr. C. Rosenberg berichtet über den Entwurf eines preußischen Wassergesetzes.

Hr. Ingenieur Wilh. Meyn aus Oslebshausen (Gast) spricht über Kokereiwesen und Kokereien als Leuchtgasanstalten.

Sitzung vom 9. Mai 1912.

Vorsitzender: Hr. Jungclaus. Schriftführer: Hr. Kühn.

Anwesend 68 Mitglieder und Gäste.

Hr. Oberingenieur H. Wagenführ aus Bremen (Gast) spricht über den Hamburger Elbtunnel[2]) und über Farbenphotographie.

Sitzung vom 13. Juni 1912.

Vorsitzender: Hr. Jungclaus. Schriftführer: Hr. Kühn.

Anwesend 15 Mitglieder.

Der Vorsitzende berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[3]).

Eingegangen 28. Oktober 1912.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. Oktober 1912.

Vorsitzender: Hr. Schulte.

Anwesend 25 Mitglieder und Gäste.

Hr. Dr. Bürner aus Berlin (Gast) spricht über den Betrieb einer Großreederei.

Der Vorsitzende macht Mitteilungen über den Panamakanal[4]).

Eingegangen 28. Oktober 1912.

Zwickauer Bezirksverein.

Sitzung vom 21. September 1912.

Vorsitzender: Hr. Hummel. Schriftführer: Hr. Benemann.

Anwesend 15 Mitglieder.

Der Vorsitzende berichtet über »Die Geschichte des Vereines deutscher Ingenieure« von Th. Peters.

Hr. Benemann berichtet über einige Aufsätze des »Magazins für Technik und Industriepolitik«, die sich mit der Ausbildung der Ingenieure befassen.

[1]) Vergl. Z. 1911 S. 267, 408, 1384.
[2]) Vergl. Z. 1912 S. 1301 u. f.
[3]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.
[4]) Vergl. Z. 1909 S. 162 u. f.

Bücherschau.

Einflußlinien statisch unbestimmter, elastisch gelagerter Tragwerke in allgemeiner, auch für veränderlichen Querschnitt geltender Behandlung. Von Dr.-Ing. Karl Arnstein. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 149 S. mit 110 Fig. Preis geh. 6 *M*, geb. 7 *M*.

Auf Grund des Maxwellschen Satzes von der Gegenseitigkeit der Verschiebungen, des Satzes von Mohr und des Prinzips der virtuellen Arbeiten werden im ersten Teil kontinuierliche, elastisch senkbar gelagerte Balken mit zwei und drei Feldern behandelt, im zweiten Teil nachgiebig eingespannte Bogen, Balken und Steifrahmen. Im dritten Teil untersucht der Verfasser durchgehende, elastisch gelagerte Bogenträger mit Kämpfergelenken, und im vierten Teil gibt er eine Theorie mehrfacher Sprengwerke, die zunächst auf den freien Träger, sodann auch auf den durchlaufenden Balken zurückgeführt werden. Bei elementarer Behandlung gestattet die Betrachtungsweise meistens die gleichzeitige Bestimmung der Einflußlinien für starre und elastische Lagerung, da der Unterschied nur in der Anwendung von korrigierenden Geraden besteht. Zur Erläuterung des Verfahrens dienen mehrere Zahlenbeispiele. Zahlreiche Bemerkungen über zweckmäßige Wahl einzelner Größen erleichtern die Benutzung des Werkes. Sommermeyer.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Leiners technische Bibliothek. Band 6: Elektrische Wechselströme. Von Dr.-Ing. G. Kapp. 4. Auflage. Leipzig 1911, Oskar Leiner. 118 S. mit 48 Fig. Preis geh. 2,85 M, geb. 3,25 M.

Desgl. Band 7: Die Pumpen, deren Berechnung und Konstruktion. Von H. Bethmann. Leipzig 1912, Oskar Leiner. 224 S. mit 252 Fig. Preis geh. 4,25 M, geb. 4,75 M.

Desgl. Band 8: Die Wirkungsweise und Konstruktion der ortsfesten Verbrennungs-Kraftmaschinen mit einem Anhang über die Gasturbine. Von H. Bergner. Leipzig 1912, Oskar Leiner. 178 S. mit 92 Fig. Preis geh. 3,25 M, geb. 3,75 M.

Desgl. Band 9: Schiffsmaschinen, deren Berechnung und Konstruktion. Von A. Bodenmüller. Leipzig 1912, Oskar Leiner. 208 S. mit 125 Fig. Preis geh. 4,85 M, geb. 5,25 M.

Desgl. Band 10: Die Werkstattausbildung der künftigen Maschinen- und Elektroingenieure. Von Dipl.-Ing. Ph. Michel. Leipzig 1913, Oskar Leiner. 56 S. mit 12 Fig. Preis geh. 1,60 M, geb. 2,10 M.

Wechselstrom-Arbeitsdiagramme. Das Rechnen mit umlaufenden Vektoren nach der symbolischen Methode und die Grundzüge der analytischen und graphischen Behandlung technischer Wechselstromkreise einschließlich der Diagramme für Transformatoren und Asynchronmotoren. Von E. Waltz. Berlin 1912, Hermann Meußer. 940 S. mit 255 Fig. im Text, darunter 31 Taf. Preis 24 M.

Deutscher Ausschuß für Eisenbeton. Heft 21: Untersuchungen über den Einfluß der Köpfe auf die Formänderungen und Festigkeit von Eisenbeton-Säulen. Ausgeführt im Kgl. Materialprüfungsamt zu Berlin-Lichterfelde-West im Jahre 1912. Bericht erstattet von M. Rudeloff. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. 110 S. mit 44 Fig. und 64 Tabellen. Preis 6 M.

Der Vierendeel-Träger. Seine Berechnung und Konstruktion. Von A. Vierendeel. Deutsch von W. Mertens. Düsseldorf 1912, A. Bagel. 49 S. mit 43 Fig. Preis 2 M.

Der gefahrlose Menschenflug ohne Ballons, Motoren, Propeller, Gleitflächen, Schrauben usw. heutiger Konstruktion. Vorschläge zur Anbahnung neuer Wege, für Erfinder und Interessierte. 2. bis 3. Tausend. Von J. Crassus. Hamburg 1912, Hephaestos-Verlag. 37 S. mit 2 Fig. Preis 1 M.

Zahlentafeln der Seigerteufen und Sohlen. Von Dr. L. Mintrop. 2. Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. 30 S. Preis 1 M.

Neue bautechnische Literatur. Die Behandlung des Abwassers aus Schachtöfen und deren Nebenbetrieben. Heft 2: 1912. Von Dr.-Ing. H. Locher. Stuttgart 1912, Bauzeitungs-Verlag. 63 S. mit 29 Fig. und 3 Tabellen. Preis 2 M.

Praktikum der Elektrochemie. Von Dr. Fr. Fischer. Berlin 1912, Julius Springer. 134 S. mit 40 Fig. Preis 5 M.

Etat und Bilanz für staatliche und kommunale Wirtschaftsbetriebe. Unter besonderer Berücksichtigung der preußischen Eisenbahnen. Von Fr. Marcus. Berlin 1912, Julius Springer. 70 S. Preis 1,60 M.

Die Theorie der Pfahlgründungen. Von R. Kafka. Berlin 1912, Julius Springer. 71 S. mit 19 Fig. Preis 3 M.

Die Aussperrungen und der Großstreik in Schweden 1909. Bericht der Abteilung für Arbeitsstatistik des Kgl. Kommerzkollegiums. Stockholm 1912. K. L. Beckmans Buchdruckerei. 202 S.

Monographien über angewandte Elektrochemie. Von V. Engelhardt. XLII. Band: Die elektrochemische Industrie Frankreichs. Von M. R. Pitaval, deutsch von Dr. M. Huth. Halle a. d. S. 1912, Wilhelm Knapp. 140 S. mit 35 Fig. Preis 9 M.

Der keltische und römische Einfluß auf den Städtebau im Elsaß. Von Dr.-Ing. G. Strach. Berlin 1912. R. v. Deckers Verlag G. Schenck. 114 S. mit 26 Kartentafeln. Preis 3,60 M.

Abdampf- und Zwischendampf-Verwertung. Von Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G. Mitteilung Nr. 27. 36 S. mit vielen Figuren.

Die Schrift gewährt einen Ueberblick über die vielseitigen Möglichkeiten wirtschaftlicher Dampfverwertung. Nach einer kurzen Darlegung der allgemeinen Gesichtspunkte werden die Abdampfkraftanlagen besprochen, die namentlich für Hüttenwerke, Stahlwerke und Kohlenzechen von Bedeutung sind. Der folgende Teil handelt von den vereinigten Kraft-Heiz-Anlagen, die der Dampfmaschine im Wettbewerb mit andern Kraftmaschinen in vielen Fällen zum Siege verhelfen. Wirkungsweise und Wirtschaftlichkeit der Zwischendampfentnahme bei Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen werden an Hand von Rechnungsbeispielen eingehend untersucht und die mit ausgeführten Anlagen erzielten Ersparnisse durch Untersuchungsergebnisse nachgewiesen.

Der Portland-Zement und seine Anwendungen im Bauwesen. Von Professor F. W. Büsing und Dr. C. Schumann. Vierte vollständig umgearbeitete und stark vermehrte Auflage. 746 S. 8^0 mit 600 Fig. Berlin 1912, Verlag der Deutschen Bauzeitung G. m. b. H. Preis geh. 13 M, geb. 15 M.

In seiner jetzigen Gestalt gibt das Werk Auskunft über alle wichtigen Fragen, welche bei der Prüfung und Verwendung von Portlandzement auftauchen. Der Einfluß chemischer und physikalischer Wirkungen auf den Beton sowie Schutzmittel gegen Schädigung und Zerstörung werden auf Grund der letzten Erfahrungen besprochen, und zahlreiche Beispiele aus neuerer Zeit zeigen die vielseitige Verwendbarkeit des Massivbaues mit und ohne Armierung für sehr verschiedenartige Zwecke. Ein Abschnitt über statische Berechnung behandelt die neueren Untersuchungen über Eisenbetonbau und die zurzeit geltenden amtlichen Vorschriften.

Bearbeitet sind die einzelnen Abschnitte des Textes wie in der vorhergehenden Auflage von Reg.-Baumeister a. D. F. Eiselen, Berlin-Lichterfelde, Dr. C. Schumann, Dresden, und Prof. H. Boost, Berlin. Das neu hinzugefügte alphabetische Inhaltsverzeichnis ist von Dr. C. Goslich jun. aufgestellt.

Electrical photometry and illumination. A treatise on light and its distribution, photometric apparatus, and illuminating engineering. Von Hermann Bohle. London 1912, Ch. Griffin & Co. 222 S. mit 200 Fig. und 35 Tabellen.

Chemische Technologie in Einzeldarstellungen. Filtern und Pressen zum Trennen von Flüssigkeiten und festen Stoffen. Von F. A. Bühler. Leipzig 1912, Otto Spamer. 143 S. mit 312 Fig. Preis 8,75 M.

Desgl. Verdampfen und Verkochen. Unter besonderer Berücksichtigung der Zuckerfabrikation. Von W. Greiner. Leipzig 1912, Otto Spamer. 123 S. mit 28 Fig. Preis 6,75 M.

L. Rothschilds Taschenbuch für Kaufleute. Ein Lehr- und Nachschlagebuch der gesamten Handelswissenschaften in allgemein verständlicher Darstellung. Von Dr. Christian Eckert. Leipzig 1912, G. A. Glöckner. 1126 S. Preis 10 M.

Le gaz pauvre est-il réellement avantageux? Herausgegeben vom Institut scientifique et industriel. 2. Aufl. Paris 1912, Bibliothèque pratique du Mois Scientifique et Industriel. 79 S. Preis 2,75 F.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Berlin:

Untersuchungen über die Strömungsvorgänge im Steigrohr eines Druckluft-Wasserhebers. Von K. Hoefer.

Der keltische und römische Einfluß auf die Entwicklung des Stadtgrundrisses im Elsaß. Von G. Strach.

Einfluß der Spaltbreite und der Deckelstellung auf die Kraftanzeige einer Meßdose. Von R. Szitnick.

Von der Technischen Hochschule Breslau:

Beiträge zur Röstung und Aufbereitung der Siegerländer Spateisensteine. Von W. Harnickell.

Experimentelle Untersuchungen über die Verwendung von Braunkohle im Martinbetrieb. Von H. Markgraf.

Von der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich:

Ueber die magnetischen Eigenschaften der Nickel-Kobalt-Legierungen. Von O. Bloch

Kataloge.

Seydels Führer durch die technische Literatur. Abteilung 1a. Mechanik und Maschinenbau, Verkehrstechnik, Eisen- und Metallindustrie. Polytechnische Buchhandlung A. Seydel in Berlin SW. 11. 30. Aufl. 1912 bis 1913.

B. G. Teubners Verlagskatalog aus dem Gebiete der Mathematik, Naturwissenschaften und Technik nebst Grenzwissenschaften. Große (102.) Ausgabe 1908 bis 1912. B. G. Teubner in Leipzig und Berlin.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Gefügeaufbau und Röstbeginn; Röstpunkt, Röstkurve, Röstdiagramm. Von Friedrich. (Metall u. Erz 22. Nov. 12 S. 97/108*) Erörterungen über den Zusammenhang zwischen dem Gefügeaufbau von Steinen und Speisen und ihrem Verhalten beim Rösten.

Die neue Blende- und Bleierzaufbereitung, Haldensturz- und Wiederverladeanlage der Bleischarleygrube bei Beuthen (O.-S.) Von Franke. Schluß. (Glückauf 30. Nov. 12 S. 1945/51*) Kläranlagen mit Druckluft-Entschlammung Betriebsmannschaft, Anlage- und Betriebskosten. Betriebsüberwachung.

Dampfkraftanlagen.

Entölung des Dampfwassers der Oberflächen-Kondensatoren durch Elektrolyse. Von Grabau. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Nov. 12 S. 213/14*) Das Verfahren beruht auf der Eigenschaft des durch das Wasser geleiteten elektrischen Stromes, die Oelemulsion zu zerstören und das Oel zu schaumigen Flocken zusammenzuballen, so daß diese aus dem Wasser entfernt werden können. Stromverbrauch des Verfahrens. Kosten.

Sugden's superheater. (Engng. 29. Nov. 12 S. 740/42*) Der U-Rohr Ueberhitzer mit zwei Dampfkammern ist hinter dem Kessel in dem von den rückkehrenden Gasen bestrichenen Zuge so eingebaut, daß er mittels einer Klappe abgeschaltet werden kann.

Die Verwertung des Dampfes in Abdampf- und Frischdampf-Abdampfturbinen mit besonderer Berücksichtigung der Oerlikon-Zweidruckturbine. Von Karrer. (Z. f. Turbinenw. 30. Nov. 12 S. 517/22*) Allgemeines über die Ausnutzung der Dampfwärme in den verschiedenen Turbinenarten. Druckverlauf in einer Hochdruck- und einer Zweidruckturbine. Bauarten der Maschinenfabrik Oerlikon und ihre Versuchsergebnisse.

Die spezifische Wärme und das spezifische Volumen des Wasserdampfes für Drücke bis 20 at und Temperaturen bis 550° C. Von Jakob. (Z. Ver. deutsch. Ing 7. Dez 12 S. 1980/88*) Der zahlenmäßige Zusammenhang zwischen der spezifischen Wärme und dem spezifischen Volumen wird aus einem System von c_p-Werten entwickelt Zeichnerische Lösung der partiellen Differentialgleichung für c_p. Zahlentafeln und Kurventafeln der wichtigsten Rechengrößen.

Eisenbahnwesen.

Central London Railway — Extension to Liverpool-Street. (Engineer 29 Nov. 12 S. 564/68*) Linienführung der beiden rd. 750 m langen, parallelen Tunnelröhren von 7,62 m Dmr., Bahnhof Liverpool: Station, Gleisanlagen, Oberbau, bewegliche Treppen.

Der elektrische Betrieb auf der alten Giovi-Linie zwischen Genua und Mailand bezw. Genua und Turin. Von Calzolari. (ETZ 28. Nov. 12 S. 1236/40*) Höhenplan, Kraftwerk, Schaltpläne. Forts. folgt.

Belt lines of Illinois traction system. (El. Railw. Journ. 16. Nov. 12 S. 1018/22*) Einzelheiten der elektrischen Gürtelbahnen von Decatur, Springfield, Edwardsville und Granite City zur Umleitung des Güterverkehres; Streckenausrüstung, Ueberführungen über mehrgleisige Dampfbahnen. Verkehrverhältnisse.

Betriebsverstärkungen auf dem Bahnnetz des Londoner Innenringes seit Einführung elektrischer Zugkraft. Von Kemmann. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Nov. 12 S. 699/704*) Die Metropolitan-Bahn. Röhrenbahnen. Selbsttätige Signale.

1 F 1. II. T. Γ.-Tenderlokomotive für die Staatsbahnen auf Java. Von Hinnenthal. (Organ 1. Dez. 12 S. 422/23*) S. Zeitschriftenschau vom 30. Nov. 12.

Ablaufanlagen auf Verschiebebahnhöfen für reinen Schwerkraftbetrieb. Von Sammet. Schluß. (Organ 1. Dez. 12 S. 420/22*) Die Gefälle der Nebenablaufanlagen sind wie die der Hauptablaufanlagen auszubilden. Die ungebremste Laufgeschwindigkeit der beladenen Wagen soll am Anfang der Sammelgleise 3,5 m/sk betragen; die Wagen müssen den Rückenfuß des Ablaufrückens mit 4 m/sk Geschwindigkeit verlassen. Ablaufbetrieb. Anlage der Gleisbremsen und Auffanggleise.

Der Stellwerk-Selbsteinsteller M. D. M. Von Buddenberg. (Verk. Woche 30. Nov. 12 S. 165/74*) Bei dem Stellwerk, das auf dem Abstellbahnhof Le Landy der französischen Nordbahn im Betrieb ist, bedarf es zum Einstellen und Festlegen einer Fahrstraße nur eines Handgriffes. Das Umlegen der Weichen, ihre Festlegung unter einen Fahrstraßenverschluß, das Ziehen des Signales dauert nur 2 bis 4 sk. Darstellung der einzelnen Teile, des Antriebes und der Steuerung der Weichen und Signale durch Druckluft und Druckwasser. Kosten.

The electro-pneumatic brake system for steam road service. Von Turner und Donovan. Schluß. (Journ. Franklin Inst. Nov. 12 S. 499/524*) Bremsversuche der Atchison and Santa Fé-Bahn. Rohranlage und Wirkungsweise der Bremse.

Oberbau mit gußeisernen Stühlen. Von van Dyck. (Organ 1. Dez. 12 S. 416/20* mit 1 Taf.) Auf der Strecke Utrecht-Amersfoot der Niederländischen Zentral-Eisenbahn-Gesellschaft sind die Schienen mit Stühlen aus Gußeisen auf Holzschwellen verlegt. Kostenvergleich des Oberbaues mit gewöhnlichen Unterlagplatten und Breitfußschienen, mit gußeisernen Stühlen und Doppelkopfschienen sowie Breitfußschienen. Die Stühle werden in der Werkstatt auf die Schwellen geschraubt. Betriebserfahrungen.

Eisenhüttenwesen.

A new clay gun for blast furnaces. (Iron Age 21. Nov. 12 S. 1205*) Die Vorrichtung von Gerwig verstopft den Abstich, ohne daß man das Gebläse abzustellen braucht.

Manufacture of open-hearth steel with reference to improvement in yield. Von Paul. (Engng. 29. Nov. 12 S. 760/61) Berechnung des Ausbringens. Kritik der heutigen Verfahren beim Beschicken, Schmelzen, Ausscheiden des Siliziums und beim Kochen. Vorschläge für Verbesserungen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Untersuchung von drei Druckstäben auf Knickfestigkeit. Von Rudeloff. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Nov. 12 S. 507/24*) Die Versuchstücke sind der Strebe des eingestürzten Hamburger Gasbehälters nachgebildet. Anordnung und Ergebnisse der Versuche. Die Formeln von Euler und Tetmajer geben um 28 vH und 13 vH zu hohe Werte an; die Berechnung nach Krohn gibt Werte, die um 18 vH zu gering sind.

Die neue Weichselbrücke bei Marienwerder. Von Rhotert. (Organ 1. Dez. 12 S. 409/14* mit 2 Taf.) Die eiserne Brücke hat in der Richtung von Münsterwalde nach Marienwerder zwei Oeffnungen von 78 m, fünf von 130 m und fünf von 78 m Stützweite. Die Pfeiler sind alle mit Druckluft gegründet. Ausbildung der Fahrbahn Querverbände. Knoten- und Stoßverbindungen der Hauptträger. Kosten.

Warthebrücke bei Neustadt in Posen. Von Meyer. (Zentralbl. Bauv. 30. Nov. 12 S. 637/41*) Die Strombrücke hat acht Oeffnungen von je 24 m und die Flutbrücke zwei Oeffnungen von je 24 m. Das Tragwerk besteht aus fünf Eisenbetonplattenbalken mit Auskragungen für die Fußsteige. Ergebnisse der Probebelastung. Bauausführung. Kosten.

Construction of the concrete viaduct between Dallas and Oak Cliff, Texas. Von Noyes. (Eng. Rec. 9. Nov. 12 S. 520/22*) Die Brücke über den Trinity-Fluß ist insgesamt 2 km lang und 17 m breit. Sie besteht aus 51 Bogen von rd. 24 m, einer Eisenbrücke von 30,5 m Spannweite und 16 Balkenträgeröffnungen. Bauausführung.

Elektrotechnik.

New power station and line construction in Lexington. (El. Railw. Journ. 16. Nov. 12 S. 1023/27*) Das Dampfturbinen-Kraftwerk von 5000 KW versorgt einen Bezirk von etwa 48 km Halbmesser mit Strom für Licht und Kraft sowie mit Eis. In der Stadt Lexington wird der Strom durch ein Vierleiternetz für 4000 bis 2300 V verteilt und mit 33000 fortgeleitet.

Die Bahnmotoren für Einphasenstrom. Von Latour. (El. u. Maschinenb. Wien 1. Dez. 12 S. 997/1007*) Beschreibung und Vergleich des einfachen Repulsionsmotors Bauart Brown, Boveri & Co., des kompensierten Repulsionsmotors der AEG und des Reihenschlußmotors mit örtlichem Querfeld sowie elliptischem Feld. Ueberlegenheit des Reihenschlußmotors, dessen Widerstand parallel zum Hülfspol geschaltet ist. Stromdiagramm zur Berechnung der Hülfspolerregung. Bericht über Versuche der französischen Südbahn.

Einphasenwechselstrom-Kollektormotoren. Von Latour. (ETZ 28. Nov. 12 S. 1231/37*) S. vorstehenden Aufsatz.

Theorie und Praxis des Ueberspannungsschutzes. Von Pfiffner. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 1. Dez. 12 S. 1002/07*) Veränderung der Kurvenform bei beliebiger Form der einfallenden Welle. Untersuchung von Leitungen mit Verzerrung. Einfluß der Kondensatorzuleitungen. Ursache und Umfang der Ueberspannungen in elektrischen Leitungsnetzen.

Die geschichtliche Entwicklung des elektrischen Akkumulators. Von Albrecht. Schluß. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Nov. 12 S. 538/60*) Akkumulator von Zülcher. Masseplatten von Boese. Akkumulatoren von Pollak, Majert, der Akkumulatoren-Fabrik A.-G. Berlin, von Hagen in Kalk. Der Zink-Blei-Akkumulator. Entwicklung des alkalischen Akkumulators. Der Edison-Akkumulator.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Erd- und Wasserbau.

Gate mechanisms of the Panama Canal locks. (Iron Age 21. Nov. 12 S. 1197/1203*) Einzelteile der Schleusentore: Kugelpfannen, Teile der Flügel, Antriebzahnräder, Kuppelstangen usw.

The Panama Canal. Von Martin. (Engineer 29. Nov. 12 S. 561/62*) Der gegenwärtige Stand der Arbeiten am Culebra-Einschnitt. Bericht über die letzten Bauschwierigkeiten. Schleusen. Forts. folgt.

Vom Bau des Rickentunnels der S. B. B. Forts. (Schweiz. Bauz. 30. Nov. 12 S. 291/94*) Gestein- und Wasserverhältnisse. Querschnitte des Rickentunnels und des zweigleisigen Rosenbergtunnels zwischen St. Gallen und St. Fiden. Arten des Abbaues. Schluß folgt.

Gasindustrie.

Natural gas, with incidental reference to other bitumens. Von Knapp. (Journ. Franklin Inst. Nov. 12 S. 477/98*) Geschichtliches über das Vorkommen von Gas und Erdöl in Schieferböden und in unterirdischen Höhlungen. Forts. folgt.

Die Vergasung minderwertiger Brennstoffe im Gasgenerator. Von Gwosdz. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 29. Nov. 12 S. 508/10*) Versuche mit einem Kerpely-Erzeuger bei der Compagnie des Mines d'Anthrazite de la Mure. Hochdruck-Gaserzeuger von Kerpely. Gaserzeuger von Sépulchre, Fichet & Heurtey und Julius Pintsch A.-G. mit flüssiger Schlackenabführung.

Gesundheitsingenieurwesen.

Druckrohrleitungen der Stadt Paris. Von Kutschke. (Deutsche Bauz. 30. Nov. 12 Beil. S. 170/73*) Lageplan für die Rieselfelder und Druckrohre der Stadt Paris. Längsschnitt der Hauptdruckleitung. Die Rohre zwischen dem Pumpwerk von Colombes und dem Hochpunkt von Argenteuil sind nach Bauart Bonna mit Eiseneinlagen von kreuzförmigem Querschnitt ausgeführt und haben eine Baulänge von 2,5 m. Rohre, die unter einer Druckhöhe von mehr als 13,6 m stehen, haben einen inneren 3,5 mm dicken Blechmantel. Stoßausbildung. Schluß folgt.

Fortschritte auf dem Gebiete der Müllverbrennung. Pneumatische Förderung heißer Flugstaubmassen nach System Hartmann & Co. Von Schaefer. (Z. Dampfk. Maschbtr. 29. Nov. 12 S. 505/08*) Die heiße Flugasche wird fortlaufend in Rohrleitungen durch Druckluft nach den Entladevorrichtungen gefördert. Versuchsanlage in der Frankfurter Müllverbrennanstalt. Betriebskosten.

Gießerei.

Das Eisengießereiwesen in den letzten zehn Jahren. Von Leber. Forts. (Stahl u. Eisen 28. Nov. 12 S. 1990/97*) Querschnittzeichnungen von Gießereigebäuden. Anordnung der Fördervorrichtungen. Forts. folgt.

Transportmittel im Gießereibetrieb. Von Pape. Schluß. (Stahl u. Eisen 28. Nov. 12 S. 1981/85*) Geschwindigkeitswechsel unter Last. Laufkatzen mit Planetengetrieben und mit Leonard-Schaltung.

Steelwork design and handling equipment of a large foundry. (Eng. Rec. 9. Nov. 12 S. 516/18*) Die neue Gießerei der M. Rumely Co. in La Porte, Ind., bedeckt (67 × 97,5) qm. Eisenkonstruktionen der Dächer von 24,4 und 27,4 m Spannweite. Kranausrüstung.

Skeleton patterns on large work. Von Johnson. (Am. Mach. 30. Nov. 12 S. 773/75*) Vorgang beim Einformen eines großen Schiffsturbinengehäuses mittels Rippenmodelles.

Briquetting-machine for metal borings and turnings. (Engng. 29. Nov. 12 S. 737/39*) Ausführliche Schnittzeichnungen der in Zeitschriftenschau vom 23. Nov. 12 erwähnten Presse, die von Sam. Denison & Son, Leeds, gebaut wird.

Heizung und Lüftung.

Ueber die Wärmeableitung von Fußböden. Von Eichbauer. (Gesundhtsing. 30. Nov. 12 S. 897/901*) Ausbau der von Mollier angegebenen Bestimmung der Wärmeableitung von Fußböden. Zahlen für die gebräuchlichen Bodenbeläge.

Foundry heating and ventilation. Von Carrier. (Iron Age 21. Nov. 12 S. 1212/14*) Zulässige Temperaturen, allgemeine Anordnung des Gebäudes, Anordnung der Heißluftleitungen an den Tragsäulen.

Die Kollektivausstellung des Verbandes Deutscher Zentralheizungs-Industrieller auf der Internationalen Hygiene-Ausstellung Dresden 1911. Von Recknagel. Schluß. (Gesundhtsing. 30. Nov. 12 S. 903/05*) Luftheizöfen von Kelling, Berlin, und von den Zentralheizungswerken, Hannover-Hainholz. Staubbeseitigung und Absaugeanlage von Gebr. Sulzer, Ludwigshafen.

Hochbau.

Die trägerlose Eisenbetondecke. Von Mayer. Schluß. (Deutsche Bauz. 30. Nov. 12 Beil. S. 174/75*) Vergleich der Momente bei der Decke ohne Träger und der einfachen kontinuierlichen Platte. Ausbildung der Auflager der Platte auf den Säulen. Nachweis des Eisen- und Betonbedarfes an einem Beispiel.

Kälteindustrie.

Vapour-compression refrigerating machines. Von Anderson. (Engng. 29. Nov. 12 S. 754/59*) Allgemeine Wirkungsweise. Bauart der Hauptteile: Regelventil, Verdampfer, Kondensator, Kompressoren für Ammoniak, schweflige Säure und Kohlensäure. Forts. folgt.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engng. 29. Nov. 12 S. 729/37*) Meinungsaustausch über den vorstehenden Vortrag von Anderson sowie über den Vortrag »A contribution to the theory of refrigerating machines« von Grindley.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Neuere Vorrichtugen zum Entladen von Eisenbahnwagen. Von Aumund. (Organ 1. Dez. 12 S. 414/16* mit 1 Taf.) Die Kipper mit Bogengerüst, Bauart Aumund, machen die schweren Bühnen entbehrlich und sind auf Eisenbahnschienen verfahrbar. Kosten.

Luftschiffahrt.

The work of the Government Aeronautical Committee. Forts. (Engineer 29. Nov. 11 S. 562/64*) Versuche über die Druckverteilung über Gleitflächen.

Der Farman-Doppeldecker. Von Rozendaal. Schluß. (Motorw. 30. Nov. 12 S. 770/71 mit 1 Taf.) Das Fahrgestell.

Wasserflugzeuge. Von Heinkel. (Motorw. 30. Nov. 12 S. 768/70*) Mitteilungen über die neuesten Wasserflugzeuge von Curtiss und Donnet-Lévêque, die beide mit festem Bootkörper versehen sind.

Konstruktionsprinzipien der Motoren für Luftfahrzeuge. Von Vorreiter. (Dingler 30. Nov. 12 S. 753/56*) Entwicklung der Maschinen für Luftfahrzeuge aus den Wagenmaschinen. Anforderungen. Einfluß der wechselnden Höhe und Lage. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Ueber abgesetzte und gekröpfte Wellen. Von Gompertz. Forts. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Nov. 12 S. 525/37* Durchbiegungen der zweimal gelagerten Welle mit beliebig vielen Absätzen und mit Kröpfung. Forts. folgt.

Graphische Ermittlung der Tangentialkräfte beim Kurbeltrieb. Von Kuhn. (Dingler 30. Nov. 12 S. 756/59*) Einfaches zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung der Drücke bei endlich langer Kurbelstange; an einem Beispiel wird die Verwendung zum Aufzeichnen des Druckdiagrammes mit Rücksicht auf die Massendrücke gezeigt.

A useful spring table. Von Summers. (Am. Mach. 30. Nov. 12 S. 775/77*) Die Federtafel läßt sich für verschiedene zulässige Beanspruchungen verwenden.

Mechanik.

Zur neueren Entwicklung der Thermodynamik. Von Sieveking. (Journ. Gasb.-Wasserv. 30. Nov. 12 S. 1174/76) Besprechung des Nernstschen Wärmetheorems und seiner Bedeutung für die physikalische Chemie.

Berechnung gewölbter Platten. Von Keller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Dez. 12 S. 1988/93*) s. Zeitschriftenschau vom 26. Okt. 12. Schluß folgt.

Metallbearbeitung

Milling machine experiments. (Engineer 29. Nov. 12 S. 577/78*) Der Auszug aus dem Vortrage von Vernon enthält die Ergebnisse von Leistungsversuchen an einer Wagerecht-Fräsmaschine von Alfred Herbert sowie die dabei gewonnenen Erfahrungen über das Verhalten der Einzelteile. Versuche mit verschiedenen zylindrischen Fräsern.

Die Fräsmaschinen der Werkzeugmaschinenfabrik und Eisengießerei von Droop & Rein in Bielefeld. Von Nickel. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Dez. 12 S. 1965/75* mit 2 Taf.) Senkrecht- und Langloch-Fräsmaschinen mit Winkelriemen-Uebertragung; zwei- und vierspindlige Keilloch-Fräsmaschinen. Versetzbare und ortfeste Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschinen.

Zur Schleiftechnik in den Gießereibetrieben der Vereinigten Staaten von Nordamerika. Von Krug. (Stahl u. Eisen 28. Nov. 12 S. 1985/89*) Zusammenstellung einiger ortfester fahrbarer und aufgehängter Schleifmaschinen. Handschleifmaschinen mit biegsamer Welle, Poliermaschinen.

The elements of press design. Von Beyer. Forts. (Am. Mach. 30. Nov. 12 S. 768/71*) Berechnung von Ständer, Ständerschrauben und Kurbelwelle. Ursachen von Brüchen.

Motorwagen und Fahrräder.

Indikator für Einspritz-Vergaser. Von Bergmann. Schluß. (Motorw. 30. Nov. 12 S. 757/62*) Gesamtanordnung des Indikators. Anwendung auf andre Düsen, z. B. Lokomotiv-Blasrohre.

Pumpen und Gebläse.

Der Hydropulsor, eine neue Wasserfördermaschine. Von Preger. Schluß. (Dingler 30. Nov. 12 S. 759/62*) S. Zeitschriftenschau vom 7. Dez. 12.

Vergleichende Untersuchungen an Wasserstrahl-Luftpumpen. Von Grunewald. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Dez. 12 S. 1975/80*) Uebersicht über die Bauart der geprüften Wasserstrahl-

Luftpumpen. Versuchsergebnisse an einem Vierstrahl-Kondensator. Schluß folgt.

Schiffs- und Seewesen.

Die Berechnung der Blechhaut eines Schwimmdocks. Von Muth. (Schiffbau 27. Nov. 12 S. 130/34*) Berechnung für verschiedene Fälle: Der Boden bildet einen Streifen, der um seine unverrückbaren Ränder wippt. Schluß folgt.

Haltevorrichtungen für Schiffe auf der Helling. Von Rath. (Schiffbau 27. Nov. 12 S. 124/29*) Druckwasser-Haltvorrichtungen, mechanische Haltvorrichtungen. Berechnung.

Einschrauben-Motor-Frachtschiff »Rolandseck« für die Deutsche Dampfschiffahrts-Gesellschaft »Hansa«. Von Kielhorn. (Schiffbau 27. Nov. 12 S. 117/24*) Das eiserne von Joh. Tecklenborg gebaute Schiff für 2700 t ist 88,45 m lang, 12,19 m breit, 8,38 m hoch bei 5,6 m Tiefgang und wird von einer einfachwirkenden Sechszylinder-Dieselmaschine von 1500 PS angetrieben. Deckpläne. Ausrüstung.

The French Trans-Atlantic liner »Rochambeau«. Schluß. (Engng. 29. Nov. 12 S. 742* mit 1 Taf.) Schnittzeichnungen einer Vierzylindermaschine von 1000, 1290, 1460 und 1460 mm Zyl.-Dmr. bei 1000 mm Hub und einer Niederdruckturbine von 2,72 m Gehäusedurchmesser. Ergebnisse der Probefahrten.

Wasserkraftanlagen.

Water hammer experiments. Von Lott. (Eng. Rec. 26. Okt. 12 S. 466/67*) Versuche an einer 44 m langen, rd. 12 mm weiten Druckleitung mit Windkessel von 75 mm Dmr. und 1,2 m Höhe. Verlauf der Drucksteigerung mit und ohne Windkessel bei verschieden schnellem Absperren.

Wasserversorgung.

Rio Grande reservoir dam. (Eng. Rec. 9. Nov. 12 S. 508/10*) Talsperre von rd. 55 Mill. cbm Inhalt in 2900 m Seehöhe für Bewässerungszwecke. Der rd. 30 m hohe und an der Krone 137 m lange Staudamm besteht aus Bruchstein mit Erddichtung. Ablaßschützen.

Die 14te Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft

am 21. und 22. November 1912.

Nach Eröffnung der Versammlung durch den Ehrenvorsitzenden, Se. Kgl. Hoheit den Großherzog von Oldenburg, sprach Dr.-Ing. Diesel über

die Entstehung des Dieselmotors.

In sehr anschaulicher Weise schilderte der Redner die Entwicklung des Gedankens, der zur Konstruktion seiner Maschine geführt hat, und die Vorgänge bei ihrer Entstehung bis zum Jahre 1897. Als Unterlagen für seinen Vortrag hatte der Redner die Urkunden aus jener Zeit benutzt, die er in Briefschaften, Niederschriften, Zeichnungen und Versuchsberichten aufbewahrt hat und die im Laufe der Zeit einen bedeutenden Umfang angenommen haben. Die Grundgedanken für die Maschine waren folgende: 1) Erwärmung reiner Luft im Arbeitszylinder der Maschine durch ihre mechanische Kompression mittels des Kolbens weit über die Entzündungstemperatur des zu benutzenden Brennstoffes, 2) allmähliches Einführen von fein verteiltem Brennstoff in die hoch überhitzte und verdichtete Luft unter gleichzeitiger Expansion, also Arbeitsleistung derselben auf den ausschiebenden Kolben.

Da ein Brennstoff nur brennen kann, wenn er zuvor vergast ist, so entstand für alle nicht gasförmigen Brennstoffe als unmittelbare Folge aus diesem zweiten Grundgedanken die Bedingung: 3) allmähliche Vergasung des Brennstoffes im Arbeitszylinder selbst, jeweils nur in ganz geringen Mengen auf einmal, für jeden Hub des Kolbens besonders unter Entnahme der Vergasungswärme aus dem Arbeitsprozeß selbst, oder mit andern Worten: die Ausbildung des Vergasungsprozesses zu einem Teil des Arbeitsprozesses im Arbeitszylinder. Dieser dritte Gedanke soll dazu dienen, den umständlichen und verlustreichen Gasgenerator entbehrlich zu machen.

Der Zweck des Verfahrens, das jahrelang Gesuchte und so schwer Verwirklichte, war die Erzielung der größtmöglichen Brennstoffausnutzung; dieser Zweck verlangt hoch verdichtete Luft. Da letztere aber den der Luft beigemischten Brennstoff zu früh zur Selbstzündung bringt, so bildet die Selbstzündung durch Kompression, wie sie in den früheren Gasmotoren vor sich ging, ein Hindernis für die Durchführung des Verfahrens. Es mußte im Gegenteil die Luft allein durch mechanische Kompression so hoch verdichtet werden, daß die gewünschte günstige Wärmeverwertung entstand.

Der Vortragende schilderte dann eingehend die Ausführung des Gedankens und die mit den ersten Dieselmaschinen angestellten, anfänglich äußerst schwierigen Versuche, aus denen allmählich eine betriebsfähige Maschine hervorging. Zum Schluß wies der Redner darauf hin, daß die ganze Erfindung deutschen Ursprunges ist, und dankte wiederholt den beiden Firmen, der Maschinenfabrik Augsburg und Fried. Krupp, die ihm die Durchführung der Versuche möglich gemacht haben, für ihr weitgehendes Entgegenkommen.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch wies Geh. Regierungsrat Prof. Dr. Riedler darauf hin, daß der Vorredner nicht die marktfähige Dieselmaschine entwickelt habe, sondern nur den Gedanken ausgestaltet habe. Die gangbare Maschine geschaffen zu haben, sei insbesondere das Verdienst der Maschinenfabrik Augsburg. Prof. Dr.-Ing. Nägel hob in ähnlicher Weise die an der Entwicklung der Dieselmaschine beteiligten Fabriken und Ingenieure hervor und erwähnte ferner die Verdienste von Söhnlein, Capitaine u. a. Oberingenieur Rosenberg gab eine Uebersicht über die zurzeit in Deutschland in Bau und in Betrieb befindlichen Schiffe mit Dieselmaschinen. Der Vortragende stellte in seinem Schlußwort fest, daß er ausdrücklich hervorgehoben habe, daß er nur die Entwicklung der Dieselmaschine von ihren ersten Anfängen bis zum Jahre 1897 habe schildern wollen, während die von den Nachrednern gemachten Aeußerungen sich auf die Zeiten nachher und vorher bezögen. Im übrigen sei er sich bewußt, daß er bei keiner sich bietenden Gelegenheit verfehlt habe, die Verdienste der Maschinenfabrik Augsburg und der Firma Fried. Krupp um die Entwicklung der Maschine hervorzuheben.

Der nächste Vortrag von Dr. Aufhäuser behandelte

die Treibmittel des Dieselmotors mit besonderer Berücksichtigung der Seeschiffahrt.

Die Brennstofffrage hat bei der gewaltig einsetzenden Entwicklung der Dieselmaschine erhöhte Bedeutung gewonnen, ja, man kann sagen, daß die weitere Verbreitung und allgemeine Einführung dieser Maschine vor allem davon abhängt, daß es gelingt, ihre Konstruktion so einzurichten, daß alle zur Verfügung stehenden Treibmittel darin verwendet werden können. Wenn es auch bereits viele Dieselmaschinen gibt, die mit Teeröl oder mit Rohöl betrieben werden, so hält sich doch die Seeschiffahrt, soweit sie mit Dieselmaschinen betrieben wird, gegenüber diesen billigen Treibmitteln noch zurück. Das ist wohl zu begreifen, wenn man bedenkt, daß ein Schiff eine stets betriebsfähige Maschine haben und sich daher auf das Treibmittel verlassen muß. Für den Dieselmaschinenbetrieb kommen hauptsächlich die mittleren Destillate aus der Steinkohlendestillation in Betracht. Ungeeignet für die Dieselmaschine sind vor allem flüssige Brennstoffe, die unverbrennliche Bestandteile, also Asche und Wasser oder Beimengungen von Sand oder dergl., in größerer Menge enthalten. Der Aschengehalt soll Tausendstel nicht übersteigen. Beim Wassergehalt kommt es dagegen nicht allein auf die Menge an, sondern auch die Natur des Oeles ist ausschlaggebend. Es gibt z. B. flüssige Brennstoffe wie Teer oder Teeröl, bei denen sich schon geringe Mengen Wasser wie Fremdkörper verhalten, während Wasser, das in rohem Erdöl enthalten ist, weniger schädlich wirkt. Die Treibmittel für die Dieselmaschine dürfen ferner keinen oder nur sehr wenig freien Kohlenstoff enthalten, und ebensowenig dürfen sie kohlenstoffreiche, schwer verbrennbare Verbindungen in größeren Mengen aufweisen. Aus diesen Gründen sind z. B. die meisten Gasteere und ebenso gewisse Arten von Rohpetroleum (mit großem Asphaltgehalt) von vornherein auszuschalten. Für den Heizwert und ebenso für das Fließvermögen (Viskosität) bestehen ebenfalls bestimmte Grenzen. Der Schlüssel zu der Frage der Verwendbarkeit der Treibmittel liegt in ihrer chemischen Natur. Sie sind Kohlenwasserstoffe, und es ist daher wichtig, daß sie ausschließlich aus Kohlenstoff und Wasserstoff bestehen, zum Unterschied von den festen Brennstoffen, die auch daneben noch Sauerstoff enthalten. Ferner müssen Kohlenstoff und Wasserstoff in wechselnden Verhältnissen in ihnen enthalten sein.

Der Redner erklärte des näheren die chemische Zusammensetzung der Treibmittel für Dieselmaschinen und warf dann die Frage auf, auf welche Weise es möglich sein werde, die noch bestehenden Schwierigkeiten bei gewissen Treibmitteln zu überwinden und insbesondere Rohöl und Teeröl allgemein verwendbar zu machen. Beim rohen Erdöl würde es sich um eine Vorbehandlung handeln, welche sich etwa mit der Wasserreinigung im Dampfkesselbetriebe ver-

gleichen läßt, da bei dieser auch die Kesselsteinbildner nicht vollständig entfernt, sondern nur verringert werden sollen. Die Güte des Teeröles, das heute schon mit besonderer Sorgfalt und besonders für Motorzwecke hergestellt wird, kann kaum mehr verbessert werden. Es wird daher häufig die Ansicht ausgesprochen, der Brennstoff sei dem Motor schon genügend entgegengekommen, und es sei jetzt Zeit, daß der Motor für den Brennstoff etwas tue. Zwischen Motor und Brennstoff gibt es nun noch ein Mittelding, und das ist der Verbrennungsprozeß, der sich auch vielleicht verbessern läßt.

Im Anschluß an den Vortrag wies Direktor Saiuberlich darauf hin, daß ein Betrieb der Dieselmaschinen mit Rohöl, d. h. mit dem Oel, wie es aus der Erde kommt, garnicht in Betracht komme. Dieses Oel sei viel zu teuer, da es die anderen kostbaren Destillate noch enthalte, und könne auch infolge seines hohen Entflammungspunktes nicht versendet werden. Die Rückstände des Erdöles nach der Destillation seien jedoch gut in der Dieselmaschine zu verwenden. Auch könne der Bedarf hierbei gedeckt werden, da zur Zeit jährlich etwa 25 Millionen t Rückstände zur Verfügung ständen. Versuche, die beim Betriebe der Junkers-Maschine mit Rückständen angestellt seien, hätten einen Brennstoffverbrauch von 210 g/PSe st ergeben.

Den folgenden Vortrag hielt Professor Dr. Gümbel über

das Problem des Oberflächenwiderstandes beliebiger Flüssigkeiten.

Der Redner behandelte nicht allein die Frage des Oberflächenwiderstandes von Schiffen, sondern auch der Oberflächenreibung von Flüssigkeiten in Rohren, Kanälen und Flüssen. Mit Rücksicht darauf, daß über die Oberflächenreibung in Rohren sowohl das größte Versuchsmaterial wie die eingehendsten theoretischen Untersuchungen vorliegen, ging der Vortragende von dem Oberflächenwiderstand in Rohren aus und verfolgte bei seinen Betrachtungen den Grundsatz, zunächst über den Bewegungsvorgang, der der Oberflächenreibung zugrunde liegt, ein konkretes Bild zu schaffen, bevor er an die Aufstellung einer Formel und an die Analyse der Versuche herantrat. Ein weiterer wichtiger Punkt des Vortrags war die Darstellung aller rechnerisch oder durch den Versuch ermittelten Werte in dimensionslosen Größen, d. h. also in Verhältniswerten. Als Erläuterung für diese dimensionslose Darstellung wurde ein recht bezeichnendes Beispiel gegeben. Der Schiffswiderstand ist zweifellos abhängig von der Wellenform am Schiff, und die Wellenform am Schiff ist wieder abhängig von der Eigenschwingung der Bugwelle. Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Welle ist ausgedrückt durch $V = \sqrt{\frac{gL}{2\pi}}$, der Verhältniswert $\frac{V_{Welle}}{\sqrt{g L_{Welle}}}$ ist sonach für jede Welle konstant. Sollen die Wellenbilder zweier Schiffe ähnlich sein, so muß auch der Verhältniswert $\frac{V_{Schiff}}{\sqrt{g L_{Schiff}}}$ am Schiff ähnlich dem Verhältniswert der Welle sein. Alle Widerstandsmessungen am Schiff müssen sonach über der dimensionslosen Größe $\frac{V}{\sqrt{Lg}}$ als Ordinate aufgetragen werden. Für die Darstellung der Oberflächenreibung in Rohren leitete der Redner die beiden dimensionslosen Größen $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ als Ordinate und $\sqrt[5]{\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}}$ als Abszisse ab. Stellt man die vorliegenden Versuche so dimensionslos dar, so erhält man für sämtliche Rohrreibungsversuche eine einzige Fläche, deren dritte Achse der Rauhigkeitsgrad ist. Aus dem besten vorliegenden Versuche ist diese Fläche von dem Vortragenden berechnet und das Ergebniss zeichnerisch und in Zahlentafeln zusammengestellt worden.

Bei der Besprechung der Bewegung des Wassers in Flüssen und Kanälen gab der Vortragende eine Erklärung für die Tatsache, daß die Höchstgeschwindigkeit des Wassers in Flüssen und Kanälen unterhalb des Wasserspiegels liegt. Der von der Oberflächenrauhigkeit herrührende Randwirbel erzeugt eine die ganze Flüssigkeit durchdringende Wirbelbewegung entgegengesetzt der Hauptströmung, und zwar nimmt diese Sekundärströmung bei freier Wasserfläche etwa linear mit dem Abstand von der Reibungsfläche zu, so daß sich also die Gesamtbewegung des Wassers in einem Fluß oder Kanal zusammensetzt aus einer gleichmäßigen Fortschrittgeschwindigkeit gleich der Randgeschwindigkeit, einer dieser gleich gerichteten Geschwindigkeit nach einer Parabel verteilt, deren Scheitel im Wasserspiegel liegt, und einer rücklaufenden Strömung, deren Geschwindigkeit mit dem Abstand von der Reibungsfläche wächst. Die resultierende Geschwindigkeit ergibt in der Tat die in der Natur beobachtete.

Den zweiten Teil des Vortrages bildete die Besprechung des Oberflächenwiderstandes ebener Flächen. Hierbei wurden die aus den Rohrversuchen abgeleiteten Anschauungen benutzt, um über die Bewegung des Wassers längs einer solchen Fläche Klarheit zu schaffen. Zunächst wurde die vollkommen glatte Fläche betrachtet und für die Bewegung des Wassers längs einer solchen glatten Fläche die Beziehung aufgestellt:

$$v = V e^{-y \sqrt{\frac{\gamma}{2 g \eta t}}},$$

die die Strömungserscheinung wiedergibt, jedoch nur solange richtig ist, wie die Geschwindigkeit der Fläche unterhalb der kritischen Geschwindigkeit liegt und die Flüssigkeit an der Fläche haftet. Wird die kritische Geschwindigkeit überschritten, so tritt ebenso wie bei der Rohrfläche ein Gleiten der Flüssigkeit an der Wandung unter gleichzeitiger Entstehung von Wirbeln ein. Die Geschwindigkeitsverteilung quer zur Fläche — entsprechend der Parabel bei Rohren — ist von der Form $(1-\alpha) V e^{-\frac{x}{\alpha}}$. Gegenüber der Rohrreibung tritt bei der Bewegung von Flächen durch das Wasser die Schwierigkeit auf, daß die Bewegung des Wassers längs einer Fläche durchaus nicht als stationär angesehen werden kann. Der Redner bewies dies durch eine graphische Analyse der bekannten Froudeschen Versuche mit Flächen verschiedener Rauhigkeitsgrade. Er zeigte ferner, wie die Geschwindigkeit des Wassers an der Eintrittskante rasch von null ansteigt und dementsprechend der spezifische Widerstand von einem Höchstwerte herabfällt und erst bei entsprechender Entfernung von der Eintrittskante für technische Zwecke genügend genau als konstant angenommen werden darf. Dabei wurde darauf aufmerksam gemacht, daß der Oberflächenwiderstand einer durch die Flüssigkeit bewegten Platte keineswegs der gleiche ist wie der Oberflächenwiderstand einer in einem Strom verankerten Platte, ein Gesichtspunkt, der insbesondere deshalb von größter Bedeutung ist, weil eine große Anzahl von Laboratorien unter der Voraussetzung der Umkehrbarkeit der Bewegung arbeitet. Der Vortragende betonte hierbei, daß er eine genaue Nachprüfung dieser Anschauung durch Versuche für erforderlich halte. Man ist nun in der Lage, an dem Schiff die Wasserströmungen einigermaßen rechnerisch zu verfolgen. Eine Schraubentheorie, die die Strömung des Wassers am Schiff nicht berücksichtigt, bleibt problematisch; daher sind Messungen der Strömungsverhältnisse am Schiff eine recht wünschenswerte Aufgabe.

Der Vortragende machte ferner den Vorschlag, bei Schleppversuchen dem Modell eine zusätzliche Reibungsfläche vorzuschalten, welche mit dem Versuchswagen zu verbinden wäre, so daß ihr Reibungswiderstand nicht mit dem des Modelles gemessen wird. Damit dürfte jedenfalls die gröbste Ursache, die die Nichtübereinstimmung der Modellwerte mit den Schiffswerten bedingt, ausgeschaltet sein. Zuletzt ging der Vortragende noch auf die dimensionslose Darstellung des Schiffswiderstandes ein und bewies an einigen Beispielen, von welch außerordentlicher Fruchtbarkeit die Verwendung dieser Darstellungsart für die Lösung der Frage des Widerstandes von Schiffen ist.

In der Schlußbetrachtung wies der Redner darauf hin, daß in seinen Ausführungen lediglich von Flüssigkeiten im allgemeinen die Rede gewesen, die Art der Flüssigkeit jedoch ganz unberücksichtigt geblieben sei, daß also sämtliche Betrachtungen sowohl für Wasser wie für Luft gelten. Der Vortragende empfahl weiter Angliederung der aerodynamischen Versuchstationen an die vorhandenen Schleppversuchsanstalten und ein inniges wissenschaftliches Zusammenarbeiten der Seeschiffbauer und der Luftschiffbauer zum Vorteil beider.

In dem anschließenden Meinungsaustausch ergriffen Prof. Ahlborn, Marinebaumeister Schlichting und Dr. Kempf das Wort. Prof. Ahlborn glaubte, daß die vom Vortragenden beschriebene Wirbelbewegung sich nicht völlig mit den Ergebnissen seiner eigenen Versuche decke, und bestritt insbesondere, daß die von Prof. Reynolds sichtbar gemachten und vom Redner wiedergegebenen Wirbelerscheinungen von der Rauhigkeit der Wandung herrühren, was vom Redner in seiner Erwiderung widerlegt wurde. Baumeister Schlichting äußerte insbesondere seine Bedenken gegen die Darlegung, wonach die Bewegung von Fläche und Flüssigkeit nicht umkehrbar sei, ferner gegen den Vorschlag des Vortragenden, den Modellen eine zusätzliche Reibungsfläche vorzuschalten. In letzterem Punkte pflichtete ihm auch Dr. Kempf bei, wogegen der Vortragende erwiderte, daß er in beiden Punkten selbst die Entscheidung durch den Versuch vorgeschlagen habe und daher die Versuchsergebnisse sprechen lasse.

möchte. Von großem Interesse war ferner die Mitteilung des Baumeisters Schlichting, daß in der von ihm geleiteten Versuchsanstalt Versuche über den Temperatureinfluß des Wassers auf den Oberflächenwiderstand ausgeführt worden sind, welche die rechnerischen Ergebnisse des Vortragenden auf den Bruchteil einer Dezimale bestätigt haben, ferner die von Dr. Kempf in Lichtbildern vorgeführten, von ihm vorgenommenen Messungen über die Geschwindigkeitsverteilung der Flüssigkeit längs zweier Modelle, wodurch die Ausführungen des Vortragenden bestätigt wurden.

Hierauf sprach Professor E. Heyn über

Eigenspannungen, insbesondere Reckspannungen und die dadurch bedingten Krankheitserscheinungen in Konstruktionsteilen.

Ein System ist mit Eigenspannungen behaftet, wenn sich innerhalb seiner Masse Kräfte unter Erzeugung elastischer Formänderungen das Gleichgewicht halten, ohne daß äußere Kräfte auf das System einwirken. Diese Eigenspannungen können bei der Anfertigung oder auch nach der Herstellung in das System gelangen und können zusammen mit den durch die äußeren Kräfte hervorgerufenen Spannungen so hohe Werte annehmen, daß ein Bruch eintritt. Aber auch für sich können die Eigenspannungen so groß sein, daß die geringste Beanspruchung zur Zerstörung führt. Im Königlichen Materialprüfungsamt ist ein Verfahren ausgearbeitet worden, das das Vorhandensein von Eigenspannungen in Richtung der Stabachse nachzuweisen gestattet und das ein Bild von der Größenordnung dieser Spannungen gibt. Es werden nämlich bei einem zylindrischen Stabe auf zwei gegenüberliegenden Mantellinien Kreuzmarken angebracht; die Abstände dieser Marken werden mit einem Komparator festgestellt; über einer bestimmten Länge l zwischen den Marken werden vom Stabe nacheinander dünne Schichten abgedreht. Nach jeder Abdrehung wird der Abstand der Marken zurückgemessen. Ist keine Aenderung meßbar, so war der Stab frei von Eigenspannungen. Bezeichnet man mit E den Elastizitätsmodul, mit λ_n die Verlängerung des Markenabstandes nach Abdrehen der n-Schicht, mit f_n' den Querschnitt der abgedrehten Schicht, mit f_n'' den Querschnitt des Stabrestes nach Abdrehen der n-Schicht, und setzt man die Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes voraus, so ergibt sich für die Eigenspannung der Wert:

$$\sigma_n = -\frac{E}{l} \cdot \frac{f_n'' \lambda_n - f_{n-1}'' \lambda_{n-1}}{f_n'} .$$

Dieser Ausdruck stellt nur einen Mittelwert vor, da innerhalb einer Schicht die Eigenspannungen nicht gleich groß zu sein brauchen.

Unter Recken ist die Herbeiführung bleibender Formänderungen in festen metallischen Stoffen ohne Zerstörung des Zusammenhanges zu verstehen. Die durch ungleichmäßiges Recken entstehenden Eigenspannungen werden als Reckspannungen bezeichnet. Die nach dem geschilderten Verfahren an zwei kaltgezogenen Stäben aus Nickelstahl und Messing ermittelten Reckspannungen wurden in Schaubildern dargestellt. In den äußeren Schichten treten Zugspannungen auf, während in den inneren Teilen Druckspannungen herrschen.

Im Anschluß daran sprach der Vortragende über die Reckspannungen in kaltgehämmertem und bei Blauwärme gehämmertem Flußeisen. Die Spannungsverteilung zeigt, daß die Eigenspannungen in dem blauwarm gereckten Stabe bedeutend größer sind als in dem kaltgereckten. Darauf wurden die Zerstörungserscheinungen in überzogenen Flußeisendrähten und in warmgeschmiedeten Stäben, bei denen die Streckung der äußeren Schichten des Stabes der der inneren sehr stark voreilt, behandelt. Zum Schluß gab der Vortragende Mittel zur Vermeidung oder Beseitigung der durch das Kaltrecken entstehenden Reckspannungen und ihrer Folgen an.

Am zweiten Versammlungstage wurden zunächst die geschäftlichen Angelegenheiten der Gesellschaft erledigt. Hierauf sprach Geh. Regierungsrat Prof. O. Flamm über die

Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe.

In der Kriegsmarine wurden zuerst Vorkehrungen dagegen getroffen, Schiffe, die im Gefecht Verletzungen der Außenhaut unter Wasser erhielten, gegen die daraus entstehenden Gefährdungen zu schützen, um so die Schwimmfähigkeit der Fahrzeuge zu erhalten. Es ergab sich daraus die Forderung, den eigentlichen Schiffskörper derart einzurichten, daß durch Geschoßbeschädigungen nur immer ein möglichst geringer Teil des tragenden Schiffsraumes fortfiel, und daß die Längs- und Querstabilität des Schiffes trotz tieferer Eintauchung ungefährdet blieb. Erheblich später schenkte man erst im Handelschiffbau der Frage der Unsinkbarkeit der Seeschiffe, und zwar hauptsächlich bei den zur Beförderung von Personen dienenden Schiffen, Beachtung. Die Schwimmfähigkeit der neueren Kriegschiffe ist jedoch selbst durch die neueren Handelsdampfer nicht erreicht worden und wird auch in Zukunft kaum erreicht werden können, obschon die Forderung einer Sicherung dieser Schiffe zweifellos besonders im überseeischen Personenverkehr an erster Stelle steht. Für die Sicherheit der Schiffe nach dieser Richtung kommt im wesentlichen die Teilung des Schiffskörpers durch wasserdichte Quer- und Längswände sowie durch wagerechte Abdichtungen in Betracht.

Der Vortragende gab nunmehr eine eingehende geschichtliche Uebersicht über die Entwicklung der Schiffskonstruktionen auf diesem Gebiete, wobei die von den verschiedenen Behörden, insbesondere in Großbritannien, getroffenen Vorschriften einer kritischen Besprechung unterzogen wurden. Im Anschluß hieran wurde die Frage der Stabilität des Schiffes beim Erhalten eines Lecks berührt und die Ergebnisse von hierüber angestellten theoretischen Untersuchungen erörtert. Es wurden hierbei die Möglichkeiten und Wege dargelegt, die in Betracht zu ziehen sind, um Schiffe zu bauen, die in möglichst weiten Grenzen Sicherheit gegen Sinken bieten. Der Redner faßte seinen Standpunkt dahin zusammen, daß es erforderlich sei, die bestehenden Vorschriften über die Sicherheit der Seeschiffe gegen Sinken dahin abzuändern, daß für jedes seegehende Schiff, sowohl für das Personenschiff wie für das Frachtschiff, an Hand der Konstruktionszeichnungen und Linienrisse unter gewissen dem Betrieb entsprechenden Annahmen genaue Leck- und Stabilitätsberechnungen in bezug auf die vom Konstrukteur gewählte und als zweckmäßig angesehene wasserdichte Unterteilung des Schiffskörpers gefordert werden müssen. Diese Berechnungen sollen dann von einer unabhängigen Behörde geprüft werden, die erst dann dem Schiff die Klasse und die Bezeichnung für die Unsinkbarkeit zuerteilen soll, wenn die betreffenden Berechnungen sich als richtig erwiesen haben.

In dem Meinungsaustausch traten Prof. Pagel, Direktor Walter, Dr. Förster und Direktor Rosenberg den Vorschlägen des Vorredners eindringlich entgegen und legten dar, daß die zur Zeit üblichen Berechnungsverfahren insbesondere mittels der Schottkurven unanfechtbar seien und den Bedürfnissen der maßgebenden Kreise voll entsprächen. Dr. Förster zeigte an Hand von Lichtbildern, in welcher eingehenden Weise heute Leckrechnungen bei den großen Schiffswerften vorgenommen werden. Auch Prof. Laas bezeichnete die Vorschläge des Vortragenden als über das Ziel hinausschießend.

Den nächsten Vortrag hielt Professor O. Lienau über

Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Handelsschiffe.

Der Redner unterwarf die im Handelsschiffbau gebräuchlichen Bauarten einer eingehenden Prüfung in bezug auf ihre Festigkeit. Zu diesem Zweck hatte er eine genaue Berechnung der auftretenden Spannungen an drei gleichen Schiffen ausgeführt, von denen das eine nach der gewöhnlichen Querspantenbauart, das zweite nach der Längsspantenbauart (Isherwood) und ein drittes nach einer von ihm vorgeschlagenen Verbundbauart ausgeführt ist, die die Nachteile beider vermeiden, die Vorteile vereinigen soll.

Bei dieser Festigkeitsrechnung, die sich zunächst nur auf die ausschlaggebenden, im Schiffsboden auftretenden Druckspannungen erstreckt, werden, abweichend von den sonst üblichen Verfahren, auch die durch Wasser- oder Ladungsdruck hervorgerufenen örtlichen Spannungen mit berücksichtigt und vor allem die Grundlagen dieser Einzelrechnungen auf ihre Richtigkeit eingehend geprüft und mehrfach den Forschungsergebnissen entsprechend abgeändert.

Im Schiffsboden lassen sich längsschiffs vier verschiedene Arten von Druckspannungen unterscheiden, die auf folgende Ursachen zurückzuführen sind:

1) Längsbiegung in der Lage auf dem Wellenberg,

2) Durchbiegen der Platten zwischen den versteifenden Verbänden durch Wasserdruck,

3) Durchbiegen der Versteifungsprofile durch Wasserdruck,

4) Durchbiegen der ganzen Doppelbodenkonstruktion zwischen Schotten und Schiffsseiten durch Wasserdruck.

Der Vortragende kam zu dem Ergebnis, daß die Verteilung der Druckspannungen über dem Plattenquerschnitt in den meisten Fällen nicht, wie bisher meist angenommen, geradlinig oder sprunghaft verläuft, sondern wellenförmig.

Diese vier Arten von Druckspannungen legen sich nun im Plattenquerschnitt übereinander, wobei sich das eigenartige Ergebnis herausstellt, daß die Gesamtdruckspannungen bei der gewöhnlichen Querspantenbauart und der Längsspantenbauart verschieden verlaufen, da die Uebereinanderlegung der Einzelspannungen bei diesen beiden Bauarten nicht gleich ist.

Es zeigt sich, daß trotz der erheblich höheren reinen Längsfestigkeit der Längsspantenbauart durch den Einfluß der genannten örtlichen Spannungen an einzelnen Punkten Höchstspannungen entstehen, die sogar noch etwas höher sind als die bei der Querspantenbauart. Ferner tritt durch diese Art der Rechnung der große Einfluß des Querschottenabstandes bei der Längsspantenbauart zutage. Die Vorzüge der Längsspantenbauart lassen sich erst dann voll ausnutzen, wenn dieser Punkt genügend berücksichtigt und der Boden stark genug gebaut wird.

Als zweckmäßigste Bauart schlägt der Vortragende eine Verbundbauart vor, die im Boden und im Oberdeck nach dem Längsspantenverfahren gebaut ist, und zwar zum Zwecke billigster Herstellung mit einer Spantentfernung von etwa 90 cm und verstärkter Plattendicke. Bei gleicher Längsfestigkeit wie bei der Längsspantenbauart und geringeren örtlichen Spannungen sowie geringeren Baukosten gegenüber den beiden andern Bauarten hat diese Verbundbauart den Vorteil völlig glatter Innenräume, die für das Be- und Entladen, das Reinigen der Schiffsräume und die Raumausnutzung außerordentlich günstig sind. Sie scheint daher eine zweckmäßige Lösung der augenblicklich so viel erörterten Frage zu bieten, ob Querspanten- oder Längsspantenbauart vorzuziehen ist.

Als letzter Redner sprach Dipl.-Ing. H. Herner über

die Neugestaltung der Hafenabgaben und der Schiffsvermessung.

Der Vortragende machte einen Vorschlag für ein neues Vermessungsverfahren, das die Lücken und Mängel der bisherigen Vermessungsordnung beseitigen soll. Hiernach soll als Bruttotonnengehalt die Wasserverdrängung des Schiffes gewählt werden. Man erhält dann ein ganz genaues, allen gerechten Anforderungen der Technik und Statistik genügendes Größenmaß, während der Nettotonnengehalt dann ein Wertmaß bedeutet, das die in der Ladefähigkeit zum Ausdruck kommende Verdienstkraft des Schiffes mit viel größerer Annäherung wiedergibt, als bei allen bisherigen Vermessungen und Vorschlägen je erreicht wurde. Das Vermessungsverfahren selbst würde wesentlich vereinfacht werden und bei weitem nicht die Arbeit wie jetzt erfordern. Die Vermessung unter Deck kann vorgenommen werden, sobald das Vermessungsdeck gelegt ist, und weitere Vermessungen an Bord sind dann nicht erforderlich, während sich die Schlußrechnung mit wenigen Zahlen erledigen läßt.

Die auf solche Weise neu gestaltete Schiffsvermessung wird ihren befruchtenden Einfluß nach verschiedenen Richtungen zur Geltung bringen. Der Schiffbauer wird bei seiner konstruktiven Tätigkeit von allen Ueberlegungen befreit werden, die nur durch einen unnatürlichen Zwang damit verbunden waren, und in Zukunft werden sich für die Schiffe alle billigen Forderungen der Seetüchtigkeit, Stabilität und Sicherheit erfüllen lassen. In wirtschaftlicher Beziehung wird ein gesunder Wettbewerb unter den verschiedenen Schiffsgattungen einsetzen. Das Segelschiff wird nicht mehr gegenüber den Dampfern benachteiligt sein, die Trampdampfer werden nicht mehr über Benachteiligung gegenüber den Küstenfahrern und Schnelldampfern zu klagen haben, und die Hafenbehörden werden gleichzeitig einen Ausgleich für ihre Aufwendungen in einer gerechten Verteilung der Lasten finden, die durch die neue Vermessungsgrundlage festgelegt ist. Auch für die Statistik wäre das neue Verfahren sehr wertvoll, da zugleich mit dem Vermessungsergebnis ein wichtiges wirtschaftliches Vergleichsmaß geliefert werden kann, nämlich das Maß der Transportleistungsfähigkeit. Man braucht nur den neuen Nettotonnengehalt mit der Geschwindigkeit des Schiffes zu multiplizieren und hat damit einen einwandfreien Vergleichsmaßstab für die Leistungsfähigkeit der Schiffe.

Rundschau.

Wissenschaftliche Gesellschaft für Flugtechnik.

Die erste ordentliche Mitgliederversammlung fand am 25. und 26. November in den Räumen des Physikalischen Vereines in Frankfurt a. M. statt. Die Sitzungen, an denen am zweiten Tage auch Se. Kgl. Hoheit Prinz Heinrich von Preußen als Ehrenvorsitzender teilnahm, waren recht gut besucht, und auch zahlreiche höhere Offiziere nahmen daran teil, was als besondrer Beweis dafür angesehen werden kann, daß die junge Gesellschaft sich auch in diesen Kreisen eines guten Ansehens erfreut.

Die bei den Sitzungen vorgetragenen Berichte zeigten vor allem, daß bereits zahlreiche wissenschaftliche, zum Teil sehr eingehende und schwierige Arbeiten auf dem flugtechnischen Gebiete geleistet worden sind. Mit gutem Erfolg ist auch versucht worden, eine Theorie für Flugfahrzeuge aufzustellen. Sehr bemerkenswert waren ferner die im Anschluß an die wissenschaftlichen Berichte von verschiedenen unserer bekanntesten Flieger gemachten Mitteilungen aus der Praxis, die meistens die theoretischen Untersuchungen bestätigten.

Aus der geschäftlichen Sitzung ist hervorzuheben, daß die Gesellschaft bereits über 300 Mitglieder zählt. Der Wissenschaftlich-Technische Ausschuß hat infolge der Kürze seines Bestehens noch keine große Tätigkeit entfalten können. Unter anderm sollte er auch technische Erfindungen aus dem Gebiete der Flugtechnik und Luftschiffahrt prüfen. Von den bisher eingegangenen Anmeldungen konnte jedoch noch keine befürwortet werden. Im nächsten Jahr soll die ordentliche Mitgliederversammlung im Monat Mai, und zwar in Berlin, abgehalten werden.

Professor Dr.-Ing. Reißner, Aachen, hielt einen kurzen Vortrag über die Beanspruchung und Sicherheit von Flugzeugen. Er gab hierin die Richtlinien an, in denen sich nach seiner Meinung die Bestrebungen zur Schaffung einer immer größeren Sicherheit der Flugmaschinen bewegen sollten. Im Zusammenhang hiermit wurden Winke für den statischen Aufbau und die statische Berechnung der Flugmaschinen gegeben und die zulässigen Spannungen und Abmessungen der Konstruktionsteile besprochen. Zum Schluß seines Vortrages wies der Redner darauf hin, daß es sehr zu empfehlen wäre, die einzelnen im Flugmaschinenbau verwendeten Baustoffe sowie die fertigen Konstruktionen eingehenden Belastungsproben zu unterwerfen.

Der folgende Vortrag von Ingenieur Schneider bezog sich auf Erfahrungen auf dem Flugzeug. Aus den bisherigen Beobachtungen während des Fliegens leitete der Redner Folgerungen für die Konstruktion der Flugzeuge und für den praktischen Betrieb ab.

Am zweiten Versammlungstage hielt Dr. Linke in Vertretung des erkrankten Professors Hergesell einen Vortrag über die Windbewegung in der Nähe des Bodens und die Böigkeit des Windes. Es wurden hierbei zunächst die verschiedenen Störungen in der Luft besprochen, welche insbesondere Flugmaschinen in der Fahrt beeinflussen, und im Anschluß daran Meßvorrichtungen beschrieben, die den Fliegern jederzeit Aufklärung über die Luftbewegungen geben sollen. In dem sich anschließenden sehr lebhaften Meinungsaustausch kamen mehrere bewährte Flugzeugführer zu Wort, die die von ihnen gemachten Erfahrungen darlegten.

Im Anschluß an diesen Vortrag berichtete Geheimrat Professor Aßmann über Vorschläge zum Studium der atmosphärischen Vorgänge im Interesse der Flugtechnik.

Sehr bemerkenswert war auch der folgende Vortrag von Dipl.-Ing. Hoff über Versuche an Doppeldeckern zur Bestimmung ihrer Eigengeschwindigkeit und ihres Flugwinkels. Der Vortragende hat eingehende Messungen mit von ihm erbauten Vorrichtungen zur Untersuchung der in Betracht kommenden Vorgänge angestellt. Zur Messung der Eigengeschwindigkeit wurde von ihm ein Meßwerkzeug verwendet, das zunächst an einem in Fahrt befindlichen Motorwagen versucht wurde. Die Vorrichtungen zur Feststellung des Flugwinkels und der Verhältnisse bei der Stabilität der Flugmaschinen wurden auf einem von den Albatros Werken geliehenen Flugzeug angebracht. Die Meßvorrichtung war so gebaut, daß die Ergebnisse selbsttätig auf Papierstreifen aufgezeichnet wurden. An Hand der in Lichtbildern vorgeführten Schaubilder zog der Vortragende praktische Folgerungen aus den Ergebnissen, die sich zum Teil auch mit den von andrer Seite (Eiffel) nach dieser Richtung angestellten Untersuchungen ziemlich genau deckten.

Den letzten Vortrag hielt Professor Dr. Friedländer über die Physiologie und Pathologie der Luftfahrt

Das Triole-Ventil der Rheinischen Armaturen- u. Maschinenfabrik u. Eisengießerei Albert Sempell, München-Gladbach. Die bisherige Art der Verbindung zwischen Dampfkessel, Ueberhitzer und Dampfleitung hat den Nachteil, daß viele Absperrventile, Dichtungsflansche und Rohrformstücke erforderlich sind, welche die Anlagekosten erhöhen, den Einbau eines Ueberhitzers in vorhandene Anlagen erschweren und dauernde Energieverluste verursachen. Bei dem in Fig. 1 dargestellten Triole-Ventil ist es möglich, Ueberhitzer ohne jedes weitere Zwischenventil, Formstücke oder dergl. einzubauen.

Fig. 1. Triole-Ventil.

Das Triole-Ventil besteht aus einem dreiteiligen Gehäuse, das meistens aus Stahlguß hergestellt wird. Hierin ist ein Leitventil, welches den eintretenden Dampf umleitet, und ein Absperrventil zum Abschalten angeordnet. Für die Instandhaltung und Lebensdauer dieses Ventiles ist es wichtig, daß die Ventilteller während des Betriebes fest auf ihren Sitzen aufliegen, so daß keine einseitige Beanspruchung durch den durchströmenden Dampf stattfindet. Die Ventilteller und die Sitze sind nach Abnehmen der als Deckel aufzufassenden Krümmer gut zugänglich und können dann leicht nachgeschliffen werden. Im allgemeinen wird das Ventil auf den Kesselstutzen oder auf den Ueberhitzerkasten aufgesetzt, womit jede Belastung der Rohrleitung vermieden wird. Jedoch kann man das Triole-Ventil ebenso gut wie jedes gewöhnliche Absperrventil unbedenklich auch an einem seitlichen Kesselstutzen anbringen. Durch die Anbringung des Ventiles am Ueberhitzerkasten wird in den meisten Fällen die Zu- und Ableitung wesentlich verkürzt und damit das gesamte Rohrgewicht der Anlage verringert. Das Ventil ermöglicht außerordentlich zahlreiche Anschlußverbindungen; so sind bei der normalen Ausführung nicht weniger als 64 verschiedene Verbindungen möglich.

In den Figuren 2 bis 6 sind verschiedene Schaltungen dargestellt. In Fig. 2 sind Leitventil und Absperrventil ausgeschraubt, so daß der Ueberhitzer beiderseits abgesperrt ist und der Dampf vom Kessel unmittelbar in die Hauptleitung strömt. In Fig. 3 ist die Ueberhitzerschaltung dargestellt, wobei Leitventil und Absperrventil vollständig eingeschraubt sind, so daß der Dampf den Umweg über den Ueberhitzer nehmen muß und hierbei zweimal durch das Ventil strömt. Fig. 4 zeigt eine Mischschaltung, wobei beide Ventilteller in der mittleren Lage festgestellt sind; das Leitventil wird hierbei jedoch meistens etwas tiefer eingeschraubt. Soll der Dampf vom Kessel ganz abgesperrt werden, so wird nach Fig. 5 das Leitventil aus- und das Absperrventil eingeschraubt. Will man bei Batteriekesseln einzelne Kessel zusammen mit ihren Ueberhitzern von der gemeinsamen Hauptdampfleitung abschalten, so wird nach Fig. 6 das Leitventil ein- und das Absperrventil ausgeschraubt.

Am wichtigsten für den Betrieb sind die Ueberhitzerschaltung und die Kesselschaltung, Fig. 2 und 3. Der Dampf drückt hierbei auf beide Ventilteller, so daß eine Selbstdichtung erreicht wird.

Das Triole-Ventil hat in der Praxis bereits weitgehende Anwendung gefunden und sich sehr gut bewährt.

Fig. 2 bis 6. Die verschiedenen Dampfwege des Triole-Ventiles.

Krümmer können beliebig verdreht werden

Die Eisenbahnen in den deutschen Kolonien Afrikas. Bei den kürzlich stattgehabten Verhandlungen der Technischen Kommission des Kolonial-Wirtschaftlichen Komitees über die Dringlichkeitsfrage neuerer Eisenbahnbauten in den Kolonien wurde nach Vorverhandlungen mit den Interessentengruppen und unter Berücksichtigung der allgemeinen Geldlage beschlossen, als nächstliegendes dringendes Erfordernis den Bau einer Zweigbahn von der ostafrikanischen Mittellandbahn nach den volkreichen Ländern Urundi und Ruanda, die Fortführung der ostafrikanischen Nordbahn nach Aruscha und den Bau einer Bahn nach der Oelpalmengegend im Bezirk Anecho in Togo zu empfehlen. Das Reichs-Kolonialamt hat die Pläne bereits aufgenommen und die Vorarbeiten eingeleitet.

In Südwest-Afrika kann das Eisenbahnnetz vorläufig als ausgebaut gelten. Die Verbindung von Norden nach Süden

und mit der Küste ist fertiggestellt, und es muß abgewartet werden, wie die Entwicklung des Landes fortschreitet, ehe neue Eisenbahnpläne aufgestellt werden.

In Kamerun bedingen die veränderten Besitzverhältnisse eine eingehende Nachprüfung der einzuschlagenden Verkehrspolitik. Zu diesem Zweck wird von dem Kaiserlichen Gouverneur zurzeit eine Expedition unternommen. Die Nordbahn in Kamerun ist seit dem 1. April bis Nkongsamba fertiggestellt und in Betrieb genommen. Für die Erschließung des Tschad-Gebietes kommt auch die Mittellandbahn in Frage. Diese Bahn wird jedoch im günstigsten Falle erst Ende 1916 ihren vorläufigen Endpunkt, den Njong-Fluß, erreichen. Bis dahin wird unter der Voraussetzung, daß die Schiffahrtexpedition des Kolonial-Wirtschaftlichen Komitees ein günstiges Ergebnis zeitigt, ein regelmäßiger Schiffahrtbetrieb auf dem Njong und möglichst auch auf dem Dume, Kadei, Sangha und Mambere bereits eingerichtet sein.

In Ost-Afrika ist die Nordbahn bis Moschi fertiggestellt und in Betrieb genommen. Ihre Weiterführung nach Aruscha wird vorbereitet. Die Mittellandbahn wird voraussichtlich bereits im Frühjahr n. J. Kigoma und damit den Tanganjikasee erreichen.

Bagdad-Bahn. Im nächsten Jahre soll die 60 km lange Strecke, die Alexandrette mit der Hauptbahn bei Toprakkale verbindet, vollendet sein. Von der ganzen Bagdad-Bahn sind bisher von Konia aus bis an den Fuß des Taurus 237 km und südlich vom Gebirge 200 km zwischen Dorak und Mamureh im Betrieb. Die Ueberschreitung des Taurus wird noch einige Jahre dauern, da hier viele Kunstbauten erforderlich sind. Auch die Ueberwindung des Amanus-Gebirges bietet große Schwierigkeiten. Zwischen Aleppo und Mossul sind dagegen die Arbeiten bereits tüchtig gefördert, und auch an der letzten Strecke der Bahn von Bagdad aus wird bereits gearbeitet. Ueber das Schicksal des Schlußstückes von Bagdad nach dem Persischen Golf ist noch immer nicht entschieden. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 27. Nov. 1912)

Der Ausbau der elektrischen Stadtbahnen von New York, die schon jetzt eine Gleislänge von 485 km aufweisen, ist infolge der gewaltigen Belastung und der sich immer mehr steigernden Ueberfüllung der Wagen während der Stunden des stärksten Verkehres unumgänglich geworden. Es ist daher beschlossen worden, neue Strecken von 540 km Gleislänge anzulegen, so daß das gesamte New Yorker Stadtbahnnetz in einigen Jahren auf 1025 km Gleislänge angewachsen sein wird. Man erwartet, daß die Leistungsfähigkeit der Bahnen damit auf das Dreifache steigen wird. Bei den neuen Strecken wird jedes Gleis in einem besondern Tunnel verlegt, damit die Tunnel durch die Züge selbst belüftet werden. Die Bahnsteige für die Schnellzüge, die von den Hauptverkehrspunkten an den Zwischenhaltestellen vorbei nach den Außenbezirken durchfahren, erhalten die für Züge von je zehn Wagen ausreichende Länge von 156 m, während die übrigen Bahnsteige für Sechswagenzüge 94 m lang werden. Einen Einblick in den New Yorker Stadtverkehr gewährt der Bericht des New Yorker Verkehrsamtes für das Betriebsjahr Juli 1910 bis Juni 1911, in welchem die Hoch- und Untergrundbahnen der Interborough Rapid Transit Co. mehr als 578 Mill., die Hudson- und Manhattan-Bahn fast 53 Mill. und die Brooklyner Hochbahn mehr als 167 Mill. Fahrgäste befördert. Ebenfalls sehr belastet sind die Fähren, von denen die über den East River rd. 23,5, die nach Staten Island 10,5 und die über den Hudson 91,7 Mill. Fahrgäste überzusetzen hatte. (ETZ 28. Nov. 1912)

Ein bedeutendes deutsches Brückenbauwerk in China, die **Brücke über den Hoangho** im Zuge der Eisenbahn Tientsin-Pukau, geht ihrer Vollendung entgegen. Das Bauwerk hat eine Gesamtlänge von 1255 m und besteht aus einer Strombrücke von 128,1 m, 164,7 m, 128,1 m Stützweite und 9 Flutöffnungen von je 91,5 m Stützweite. Die Flutbrücken sind einfache Parallelträger, die Strombrücke ist dagegen als Gerberträger mit einem Koppelträger von 109,8 m Stützweite ausgebildet. Die Fahrbahn ist für zwei Gleise ausgeführt, während der Betrieb vorläufig nur eingleisig ist. Wenn die Strecke zweigleisig ausgebaut wird, müssen die jetzt bestehenden Hauptträger durch Hinzufügung je eines zweiten Hauptträgers, der mit dem alten verbunden wird, verstärkt werden. Der eiserne Ueberbau wiegt 8700 t; er wurde zum größten Teil von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Gustavsburg bei Mainz, geliefert. Große Schwierigkeiten machte die Gründung der Strompfeiler, da sich der feste, durch die Strömung, die 4 bis 5 m/sk erreicht, nicht mehr angegriffene Boden im Flußbett erst in 17 m Tiefe unter N.-W. befindet, während die darüberliegenden losen Löß- und Sandmassen fortgesetzt ihre Lage ändern. Der mittelste Strompfeiler ist bis 25 m unter N.-W. in dem fest gelagerten Ton und Löß mittels Preßluft gegründet. Die übrigen Strompfeiler sind auf Eisenbetonpfählen errichtet, die im Schutze von eisernen, durch Beton verstärkten Schwimmkasten, nachdem diese bis 13 m unter N.-W. herabgesenkt waren, eingerammt wurden. Die Kasten sind später bis 17 m Tiefe hinabgesenkt, die Pfeiler noch 8 bis 11 m unter Fundamentsohle niedergerammt worden. Die Landwiderlager und Flutpfeiler wurden in offener Baugrube zwischen Spundwänden gegründet. (Deutsche Bauzeitung 4. Dezember 1912)

Eine **Straßenbrücke mit eisernem Tragbogen von 185 m lichter Weite** über die Vilaine in der Nähe des französischen Seehafens von Redon ist vor kurzem an der Stelle einer Hängebrücke zwischen die ursprünglichen, etwa 32 m hohen gemauerten Widerlager eingebaut worden. Die Hauptträger werden durch zwei Dreigelenkbogen von 50 m Pfeilhöhe mit verschobenen Gelenken gebildet. Die Unterkante der Fahrbahn liegt 33 m über der Sehne des Bogens; zwei Gelenke liegen in Höhe der Fahrbahn, das Scheitelgelenk etwa 17 m über dem Fahrdamm. (Le Génie civil 16. November 1912)

Der Potsdamer Luftschiffhafen. Die 170 m lange, 55 m breite und 35 m hohe eiserne Luftschiffhalle befindet sich unweit der Bahnhöfe Wildpark und Charlottenhof am Ufer der Havel und bietet Raum zur Aufnahme zweier Zeppelinluftschiffe. Da sie nicht drehbar ist, so sind für das Ein- und Ausbringen der Schiffe bei Seitenwind besondere Maßregeln getroffen worden. Laufbahnen für zwei Schiffe führen von dem etwa 300 m entfernten Ankerplatz zur Halle hin; auf ihnen werden die Laufkatzen bewegt, an die die Luftschiffe fest gekoppelt werden. Vor der Halle bieten die schweren Torflügel, die auf Gleisen durch Handbetrieb bewegt werden können, einen erweiterten trichterförmigen Einlaß. Auch für die Sicherheit der Luftschiffe in der Halle ist nach Möglichkeit gesorgt. Das Benzin ist unterirdisch und feuersicher gelagert, ebenso befindet sich eine Füllanlage für Wasserstoffgas unter der Halle. Die Eisenkonstruktionen sind von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Gustavsburg, geliefert worden.

Die neuen Wechselstromlokomotiven der New York-, New Haven- und Hartford-Bahn, die von den Baldwin-Lokomotivwerken und von der Westinghouse-Gesellschaft geliefert worden sind, haben 18 t größte Zugkraft am Haken, 97,5 t Betriebs- und 74 t Reibgewicht. Sie sind mit zwei dreiachsigen Drehgestellen von der Anordnung 1 B + B 1 versehen, haben 15,24 m Gesamtlänge, 12,35 m Abstand zwischen den äußeren Laufachsen, 2,44 m Abstand zwischen zwei benachbarten Treibachsen und können einen 650 t schweren Zug mit 72 km/st, einen 1220 t schweren Zug mit 56 km/st mittlerer Reisegeschwindigkeit befördern. Die Treibräder haben 1400 mm, die Laufräder 900 mm Dmr. Je zwei 170pferdige Motoren wirken durch einfaches Zahnradvorgelege auf die vier Treibräder der Lokomotive. Diese kleineren Motoren sind gewählt, um die Umfangsgeschwindigkeit des Ankers zu vermindern und mit einfacher Uebersetzung auskommen zu können. Ein Motor von doppelter Leistung läßt sich auch schlecht in dem verfügbaren Raum unterbringen. Der Wagenkasten ist unabhängig vom Triebwerk abgefedert. Die Bahngesellschaft hat 39 Lokomotiven dieser Bauart beschafft, die mit Wechselstrom von 11000 V und 25 Per./sk betrieben werden; drei davon sind auch für Speisung mit Gleichstrom von 650 V eingerichtet.

Umwandlung von Drehstrom in Einphasenstrom von hoher Periodenzahl. Eine von Spinelli ausgebildete Transformatorkonstruktion mit drei Primärspulen und einer die drei Sekundärspulen in Reihenschaltung verbindenden Sekundärwicklung ergibt in dieser einen Strom von dreifacher Periodenzahl, wenn das Eisen übersättigt ist und die Kurve der elektromotorischen Kraft nicht genau sinusförmig verläuft. Im Sekundärkreis entstehen stets zwei gleichgerichtete und eine entgegengesetzte elektromotorische Kraft, was beim Schließen des Kreises einen großen Spannungsabfall hervorruft. Dieser kann dadurch vermieden werden, daß man den Transformator mechanisch mit vier Kernen baut. Auf den mittleren, vom Kraftfluß aller drei Primärspulen durchströmten Kern wird die Sekundärwicklung aufgebracht. Der Transformator vereinigt somit drei Einphasentransformatoren mit einem gemeinsamen Kern. Ein solcher Transformator kann zweckmäßig verwendet werden, um Strom von geringer Frequenz, etwa 15 bis 25 Per./sk, der für Kraftanschlüsse und lange Fernleitungen am günstigsten ist, ohne Umformer-

maschinen auch für Beleuchtung nutzbar zu machen. Man kann also Bahn- und Beleuchtungsanlagen aus einem gemeinsamen Drehstromnetz speisen. (The Electrician 25. Okt. 1912)

Das neue Wasserflugzeug von Voisin ist als Doppeldecker gebaut und trägt vorn unten einen bootförmigen Kasten, der 7 Personen aufnehmen kann und der unten mit 6 Rädern mit Luftreifen versehen ist. Der Motor von 200 PS treibt eine vierflügelige, hinter den Tragflächen angebrachte Schraube an. Die Gesamttragfläche beträgt bei 22,5 m größter Spannweite 56 qm, das Gewicht des ganzen Flugzeuges 2050 kg, die Tragfähigkeit 700 kg Nutzlast. (Allgemeine Automobil-Zeitung 29. November 1912)

Berichtigungen.

In Z. 1912 S. 1903 r. Sp. Z. 10 v. o. lies:

$$M = \frac{5{,}37 \cdot 2{,}10}{2} = \text{rd } 5{,}64 \text{ tm statt } 5{,}37 \cdot 2{,}10 = \text{rd. } 11{,}28 \text{ tm.}$$

Desgl. Z. 14 v. o. lies:

$$P = \frac{5.64}{9{,}4 + 1{,}63} = \text{rd. } 0{,}51 \text{ t statt } \frac{11.28}{9{,}4 + 1.63} = \text{rd. } 1{,}02 \text{ t.}$$

Zuschriften an die Redaktion.

Versuche mit Riemen- und Seiltrieben.

Sehr geehrte Redaktion!

In den Erörterungen über Riementriebe wird als besondere Erscheinung der Versuche von Hrn. Prof. Kammerer, so z. B. 1912 S. 211, angeführt: »der im Betrieb gemessene Achsdruck auf 1 cm Riemenbreite $= 2\,k_a$ war größer, als der im Stillstand gemessene Achsdruck $2\,k_v$ es erwarten ließ. Infolge der Einwirkung der Fliehspannung k_f sollte der im Betrieb gemessene Achsdruck gleich $2\,(k_v - k_f)$ sein«.

Ich gestatte mir darauf hinzuweisen, daß diese Erscheinung in Uebereinstimmung mit der Reibungstheorie steht.

Für einen als zulässig angesehenen Wert von k_1 kg auf 1 cm Riemenbreite im ziehenden Trum ergibt sich bei einem Reibungskoeffizienten μ und einem Umschlingungswinkel β im Ruhezustand eine Nutzspannung

$$k_n = k_1 - k_2 = k_1 \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}},$$

wenn $k_2 = \frac{k_1}{e^{\mu\beta}}$ die Spannung im gezogenen Trum ist. Die Vorspannung k_v ergibt alsdann im Ruhezustand die Achsbelastung

$$2\,k_v = k_1 + k_2 = k_1 \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Im Betrieb ergibt sich

$$k_1 - k_f = (k_2 - k_f)\, e^{\mu\beta},$$

d. h.

$$k_2 = \frac{k_1 - k_f}{e^{\mu\beta}} + k_f$$

und damit die Achsbelastung im Betrieb

$$2\,k_a = k_1 + k_2 - 2\,k_f = (k_1 - k_f) \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}},$$

$$2\,k_a = k_1 \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}} - k_f \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}},$$

$$2\,k_a = 2\,k_v - k_f \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Setzt man z. B. $e^{\mu\beta} = 2{,}41$, so ergibt sich

$$2\,k_a = 2\,k_v - 1{,}41\,k_f,$$

also größer als der Wert $2\,k_v - 2\,k_f$, der nach der angezogenen Stelle infolge der Fliehkraft erwartet werden sollte

Stuttgart, den 17. Juli 1912. W. Maier.

Hr. Professor W. Maier betrachtet in seiner Zuschrift vom 17. Juli zunächst einen Betriebszustand mit sehr kleiner Geschwindigkeit. Er bezeichnet für diesen Zustand

mit k_1 die Spannung im ziehenden Trum,
» k_2 » » » gezogenen »
» $e^{\mu\beta}$ das Spannungsverhältnis.

Für diesen Zustand mit sehr kleiner Geschwindigkeit stellt er die an sich richtige Gleichung auf:

$$2\,k_v = k_1 + k_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Dann faßt Hr. Professor W. Maier einen Betriebszustand mit großer Geschwindigkeit ins Auge und bezeichnet für diesen Zustand

mit k_1 die Spannung im ziehenden Trum,
» k_2 » » » gezogenen »
» $e^{\mu\beta}$ das Spannungsverhältnis.

Er wählt also dieselben Buchstaben für beide Betriebszustände und setzt damit stillschweigend voraus, daß diese drei Werte bei beiden Betriebszuständen gleich groß sind. Dies ist aber ganz unmöglich; es können höchstens zwei dieser drei Werte in beiden Zuständen gleich sein; der dritte Wert muß sich ändern, sobald man von dem einen Zustand auf den andern übergeht.

Für den Zustand mit großer Geschwindigkeit stellt Hr. Professor W. Maier die an sich richtige Gleichung auf:

$$2\,k_a = k_1 + k_2 - 2\,k_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1\text{a}).$$

Aus der Verbindung der genannten beiden Gleichungen (1) und (1a) gelangt er zu der dritten Gleichung:

$$2\,k_a = 2\,k_v - k_f \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Die Verbindung der genannten beiden Gleichungen (1) und (1a) ist aber nicht zulässig, weil den Buchstaben der beiden Gleichungen nicht gleiche Werte entsprechen. Dies ist ohne weiteres auch daraus erkennbar, daß eine andre algebraische Verbindung derselben beiden Gleichungen (1) und (1a) nicht die Gleichung (2), sondern eine andre Gleichung liefert. Verbindet man nämlich Gl. (1) und (1a) durch Subtraktion, so ergibt sich:

$$2\,k_v - 2\,k_a = 2\,k_f$$

oder

$$2\,k_a = 2\,k_v - 2\,k_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Dagegen kommt Hr. Prof. W. Maier zu der Gleichung

$$2\,k_a = 2\,k_v - k_f \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}},$$

also zu einem ganz andern Wert, weil er eben verschiedene Betriebszustände mit gleichen Buchstaben bezeichnet und damit eine Voraussetung macht, die er nicht beweist und die nicht zutrifft.

Ein richtiger Vergleich der beiden Betriebszustände muß von der Tatsache ausgehen, daß von den vier Größen — Vorspannung, Spannungsverhältnis, Spannung im ziehenden Trum und Spannung im gezogenen Trum — nur zwei Größen bei den beiden Betriebszuständen gleich sein können. Um einen möglichst übersichtlichen Vergleich zu gewinnen, soll wie bei den ausgeführten Versuchen gleiche Vorspannung k_v bei beiden Betriebszuständen vorausgesetzt werden. Um ferner bei beiden Zuständen volle Ausnutzung der Uebertragung zu erhalten, soll gleiches Spannungsverhältnis $e^{\mu\omega}$ angenommen werden.

Es ergibt sich dann zunächst für den

Betrieb mit geringer Geschwindigkeit, Fig. 1:

k_v = Vorspannung,
$e^{\mu\omega}$ = Spannungsverhältnis,
k_T = Spannung im ziehenden Trum,
k_t = Spannung im gezogenen Trum,

$$e^{\mu\omega} = \frac{k_T}{k_t},$$

$$2\,k_v = k_T + k_t = k_T \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}} = k_t\,[e^{\mu\omega} + 1] \quad . \quad . \quad (1).$$

Fig. 1.
Betrieb mit kleiner Geschwindigkeit.

Fig. 2.
Betrieb mit großer Geschwindigkeit.

Ferner folgt für den

Betrieb mit großer Geschwindigkeit, Fig. 2:

k_v = Vorspannung,
$e^{\mu\omega}$ = Spannungsverhältnis,
k_T' = Spannung im ziehenden Trum,
k_t' = Spannung im gezogenen Trum,

$$e^{\mu\omega} = \frac{k_T' - k_f}{k_t' - k_f},$$

$$2 k_v = k_T' + k_t' = k_T' \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}} + k_f \frac{e^{\mu} - 1}{e^{\mu\omega}}$$

$$= k_t' [e^{\mu\omega} - 1] + k_f [e^{\mu\omega} - 1] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Aus der Verbindung der Gleichungen (1) und (2) folgt:

$$k_T' = k_T - k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3a)$$

$$k_t' = k_t + k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3b).$$

Es sind also die Spannungen der Trume bei großer Geschwindigkeit keineswegs gleich den Spannungen der Trume bei kleiner Geschwindigkeit, wie Hr. Prof. W. Maier voraussetzt, sondern die Spannung im ziehenden Trum nimmt bei steigender Geschwindigkeit ab; die Spannung im gezogenen Trum nimmt um den gleichen Betrag $k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1}$ zu.

Der Achsdruck auf 1 cm Riemenbreite beträgt bei kleiner Geschwindigkeit

$$2 k_v = k_T + k_t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und erreicht bei großer Geschwindigkeit den Wert

$$2 k_a = k_T' + k_t' - 2 k_f = k_T - k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} + k_t + k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} - 2 k_f$$

$$2 k_a = k_T + k_t - 2 k_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Aus der Vereinigung von Gl. (4) und (5) folgt:

$$2 k_a = 2 k_v - 2 k_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$

Der von Hrn. Prof. W. Maier abgeleitete Wert

$$2 k_a = 2 k_v - k_f \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}}$$

stimmt aus dem oben angegebenen Grunde nicht mit dem Wert (6) überein und ist unrichtig.

Die Reibungstheorie von Grashof liefert also keine Erklärung für die beobachtete Erscheinung, daß der Achsdruck bei belastetem Betrieb größer als bei Leerlauf beobachtet wurde. Kammerer-Charlottenburg.

Sehr geehrte Redaktion!

Auf die mir mit Schreiben vom 7. d. M. zugestellte Erwiderung des Hrn. Professors Kammerer-Charlottenburg gestatte ich mir nachstehende Ausführungen:

In meiner Zuschrift vom 17. Juli d. J. ist gesagt: Für einen als zulässig angesehenen Wert von k_1 kg auf 1 cm Riemenbreite im ziehenden Trum ergibt sich bei einem Reibungskoeffizienten μ und einem Umschlingungswinkel β im Ruhezustand

$$k_2 = \frac{k_1}{e^{\mu\beta}},$$

im Betriebszustand

$$k_2 = \frac{k_1 - k_f}{e^{\mu\beta}} + k_f,$$

z. B. für k_1 = 50 kg/cm, $e^{\mu\beta}$ = 2,41 und k_f = 21 kg/cm im Ruhezustand

$$k_2 = \frac{50}{2{,}41} = 20{,}7,$$

im Betriebszustand

$$k_2 = \frac{50 - 21}{2{,}41} + 21 = 33.$$

Es bleiben also wohl die Spannungen im ziehenden Trum in beiden Betriebszuständen einander gleich, aber die Spannung k_2 ändert sich beim Uebergang aus dem einen Betriebszustand in den andern.

Es trifft also bei der von mir entwickelten Gleichung für den Achsdruck

$$2 k_a = 2 k_v - k_f \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}},$$

die von Hrn. Prof Kammerer aufgestellte Forderung vollkommen zu, daß von den Größen k_1, k_2 und $e^{\mu\beta}$ höchstens zwei in beiden Zuständen gleich sein können. Gleich sind k_1 und $e^{\mu\beta}$, während k_2 für beide Zustände verschiedene Werte annimmt.

Auch dürfte aus meinen Entwicklungen hervorgehen, daß die Gleichung (2) der Achsbelastung meiner Zuschrift vom 17 Juli nicht allein aus der Verbindung der in der Erwiderung des Hrn. Prof. Kammerer mit (1) und (1a) bezeichneten Gleichungen entstanden ist, und daß insbesondere, wie bereits erwähnt, die Werte von k_2 verschieden sind. Dadurch ist auch das Ergebnis aus der zweiten Art der Verbindung der Gleichungen (1) und (1a) unrichtig.

Was sodann den richtigen Vergleich der beiden Betriebszustände in den weiteren Ausführungen des Hrn. Prof. Kammerer anbetrifft, so ist, unter Beibehaltung der dort eingeführten Bezeichnungen, für den Betrieb mit geringer Geschwindigkeit richtig:

$$2 k_v = k_T + k_t = k_T \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}} = k_t (e^{\mu\omega} + 1) \quad . \quad . \quad (1).$$

Für den Betrieb mit großer Geschwindigkeit stellt nun Hr. Prof. Kammerer die Gleichung auf:

$$2 k_v = k_T' + k_t'.$$

Diese Gleichung ist aber eine Annahme, die in Wirklichkeit nicht zutrifft. Neben der Gleichung (1) gilt nur die Grashofsche Gleichung

$$k_T' - k_f = (k_t' - k_f) e^{\mu\omega} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und die Gleichung für den Achsdruck

$$2 k_a = k_T' + k_t' - 2 k_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Andre Gleichungen bestehen nicht, und man erhält mit k_t', aus Gleichung (2) in (3) eingesetzt:

$$2 k_a = k_T' \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}} - k_f \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}}.$$

Nach der Gleichung (1) wird nun im Ruhezustand bei Ausnutzung des Reibungswertes μ die Vorspannung so weit gesteigert, daß k_T der zulässigen größten Spannung entspricht, die dann auch bei Betrieb mit größerer Geschwindigkeit bei Ausnutzung des gleichen Wertes von μ nicht überschritten wird. Damit ist aber $k_T' = k_T$, und die Gleichung für den Achsdruck geht über in

$$2 k_a = k_T \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}} - k_f \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}} = 2 k_v - k_f \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega}} \quad (4),$$

d. h. es ergibt sich die von mir entwickelte Gleichung, die die beiden Grenzzustände enthält:

a) Belastung = 0, $\mu = 0$ und damit $e^{\mu\omega} = 1$:

$$2 k_{a1} = 2 k_v - 2 k_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4a);$$

b) Ruhezustand, d. h. $v = 0$ bezw. $k_f = 0$:

$$2 k_a = 2 k_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4b).$$

Die Gleichung für die Nutzspannung ergibt sich zu

$$k_n = k_T' - k_t'$$

und mit k_t' aus Gl. (2)

$$k_n = (k_T' - k_f) \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}}$$

und mit $k_T' = k_T$

$$k_n = (k_T - k_f) \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5),$$

d. h. man erhält für k_n die bekannte Grashofsche Gleichung.

Man kann nach Gl. (1) auch setzen:

$$k_T = 2 k_v \frac{e^{\mu\omega}}{e^{\mu\omega} + 1}$$

und erhält damit die Gleichung (5) in der Form:

$$k_n = 2 k_v \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} - k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} \quad . \quad . \quad . \quad (5a).$$

Mit den von Hrn. Prof. Kammerer aufgestellten Gleichungen (3a) und (3b) für k_T' und k_t' ergibt sich für die Nutzspannung

$$k_n = k_T' - k_t' = k_T - k_t - 2 k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1}$$

$$= 2 k_v \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} - 2 k_f \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6),$$

und z. B. mit $k_f = 21$ und $e^{\mu\omega} = 2{,}41$

$$k_n = 2 k_v \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} - 17{,}4,$$

während der Grashofsche Wert nach Gl (5a) sich bestimmt zu

$$k_n = 2 k_v \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega} + 1} - 12{,}3,$$

d. h. die nach den Entwicklungen des Hrn. Prof Kammerer sich ergebende Gleichung (6) für k_n entspricht nicht der Gleichung von Grashof. Es ist daher auch die von Hrn. Prof. Kammerer gemachte Annahme $2 k_v = k_T' + k_t'$ nicht in Uebereinstimmung mit der Grashofschen Theorie.

Dagegen führen die von mir aufgestellten Gleichungen zu einer Nutzspannung, die mit der nach Grashof übereinstimmt; es bestimmt sich daher auch der Achsdruck bei der Grashofschen Theorie nach der von mir aufgestellten Gleichung

$$2 k_a = 2 k_v - k_f \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta}},$$

und damit schließt diese Theorie die Erscheinung ein, daß mit zunehmender Belastung der Achsdruck wächst. Bei großen Geschwindigkeiten kommen noch weitere Einflüsse zur Geltung, auf die jedoch hier nicht weiter eingegangen werden soll.

Die Entstehung der zusätzlichen Achsbelastung ist in der Figur 3 veranschaulicht, der die Betriebsverhältnisse eines Doppelriemens auf einer Scheibe von 2500 mm Dmr. zugrunde gelegt sind.

Fig. 3.

Durch die dem Riemen im Ruhezustand gegebene Vorspannung sind bei einem bestimmten Reibungswert μ die Spannungen k_1 und k_2 im Ruhezustand festgelegt, und zwar mit

$$\beta = \omega = \pi:$$

$$k_1 = 2\,k_v \frac{e^{\mu\pi}}{e^{\mu\pi}+1} \text{ und } k_2 = 2\,k_v \frac{1}{e^{\mu\pi}+1}.$$

Mit diesen Spannungen kommt nun der Riemen allmählich auf Geschwindigkeit, wobei folgende Veränderungen vor sich gehen:

Von der Spannung k_1 wird infolge der Zentrifugalkraft ein Teil k_f aufgezehrt unter gleichzeitiger Herabsetzung der Nutzspannung um einen Betrag, der dem Wegfall an Spannung im ziehenden Trum um k_f gegenüber dem Ruhezustand entspricht; im gezogenen Trum entspricht dem aber nur eine Verminderung der Spannung gegenüber dem Ruhezustand um $\frac{k_f}{e^{\mu\pi}}$. Während also im ziehenden Trum der Spannung k_1 der volle Wert k_f der Zentrifugalkraft entzogen wird, wird im gezogenen Trum nur die Spannung $\frac{k_f}{e^{\mu\pi}}$ für die Zentrifugalkraft frei. Die mit k_f wirkende Zentrifugalkraft ergibt daher für das gezogene Trum noch eine zusätzliche Spannung von $k_f - \frac{k_f}{e^{\mu\pi}}$, die in der Figur unterhalb der Linie der k_2 durch Schraffierung hervorgehoben ist. Damit ergibt sich aber auch eine Erhöhung des Achsdruckes gegenüber dem Leerlauf um den gleichen Betrag, entsprechend der Schraffierung über der Linie der $2\,k_v - 2\,k_f$.

Aus der Figur läßt sich ohne weiteres ablesen, daß der Achsdruck beträgt:

$$2\,k_a = 2\,k_v - 2\,k_f + k_f - \frac{k_f}{e^{\mu\pi}} = 2\,k_v - k_f - \frac{k_f}{e^{\mu\pi}} = 2\,k_v - k_f \frac{e^{\mu\pi}+1}{e^{\mu\pi}},$$

in Uebereinstimmung mit der aufgestellten Gleichung.

Mit abnehmender Belastung, d. h. kleiner werdendem μ, erhält man bei gleicher Vorspannung kleiner werdende zusätzliche Spannung $k_f - \frac{k_f}{e^{\mu\pi}}$ des gezogenen Trumes, und damit rückt die Linie der $2\,k_a$ mehr und mehr an die Linie der $2\,k_{a_1}$ heran. Ich verweise hier auch auf das von Hrn. Prof. Kammerer in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 56 und 57 S. 46 in Fig. 68 dargestellte, durch Versuche ermittelte gleiche Verhalten des Achsdruckes bei veränderlicher Belastung.

Diese zusätzliche Spannung des gezogenen Trumes durch die Zentrifugalkraft hat natürlich eine Längung des Riemens im gezogenen Trum zur Folge, die sich aber bei einem Betrieb mit Spannungswirkung des Fadenmateriales ohne nachteilige Folgen im gezogenen Trum als Durchhang ausbilden kann: eine Erscheinung, die auch am laufenden Riemen zu beobachten ist. In diesem Verhalten ist meines Erachtens aber auch der Grund zu suchen, weshalb bei ungünstiger Lage des gezogenen Trumes — steile und senkrechte Triebe — günstige Betriebsergebnisse nicht zu erwarten sind. Träfe die Annahme des Hrn. Professors Kammerer zu, daß $k_T' + k_t' = 2\,k_v =$ konstant wäre, so müßte ein steiler Trieb ebenso günstig arbeiten wie ein wagerechter.

Damit hängt aber anderseits auch zusammen, daß eben bei solchen ungünstigen Verhältnissen mit Einschaltung von Lenix-Getrieben gute Ergebnisse erzielt werden. Man kann bei solchen Riemenübertragungen beobachten, daß die auf das gezogene Trum einwirkende Rolle im Sinne einer Längung des Riemens ausschlägt beim Uebergang von Leerlauf auf Belastung, und daß dieser Ausschlag wächst mit zunehmender Belastung.

Mit den vorstehenden weiteren Ausführungen glaube ich im Zusammenhang mit meinem Schreiben vom 17. Juli d. J. die Angelegenheit für mich vorläufig als erledigt ansehen zu können.

Stuttgart, den 25. Oktober 1912. W. Maier.

Fig. 4.
Betrieb mit großer Geschwindigkeit

In seiner Zuschrift vom 25. Oktober 1912 vergleicht Hr. Professor W. Maier die in Fig. 1 und 4 dargestellten beiden Betriebszustände. Diese sind dadurch gekennzeichnet, daß bei beiden die Spannung k_T im ziehenden Trum gleich groß gewählt ist. Dann sind natürlich — wie Hr. Prof. W. Maier richtig bemerkt — die Spannungen k_t und k_t' im gezogenen Trum verschieden groß. Aber auch die Vorspannungen k_v und k_v' sind dann selbstverständlich verschieden groß, und zwar ergibt sich für den Zustand Fig. 1:

$$2\,k_v = k_T + k_t = k_T + \frac{k_T}{e^{\mu\omega}},$$

$$2\,k_v = k_T \frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}} \quad \ldots \ldots \quad (I).$$

Für den Zustand Fig. 4 wird

$$2\,k_v' = k_T + k_t' = k_T + \frac{k_T + k_f\,[e^{\mu\omega}-1]}{e^{\mu\omega}}$$

$$2\,k_v' = k_T \frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}} + k_f \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}} \quad \ldots \quad (II).$$

Es wird also die Vorspannung k_v' des Zustandes Fig. 4 um den Betrag $^1/_2\,k_f \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}}$ größer als die Vorspannung k_v des Zustandes Fig. 1.

Diese selbstverständliche Tatsache hat aber gar nichts mit der bei den Versuchen beobachteten Erscheinung zu tun. Denn bei den Versuchen wurden nicht die von Hrn. Prof W. Maier vorausgesetzten, in Fig. 1 und 4 dargestellten Betriebszustände mit gleichem k_T, sondern die durch Fig. 1 und 2 gegebenen Zustände verwirklicht. Letztere sind dadurch gekennzeichnet, daß bei beiden nicht die Spannung k_T im ziehenden Trum, sondern die Vorspannung k_v gleich groß gewählt ist.

Die Ueberlegung des Hrn. Prof. W. Maier ist richtig bis zu seiner Gl. (4):

$$2\,k_a = k_T \frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}} - k_f \frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}} \quad \ldots \quad (4).$$

Diese Gleichung gilt für den Betriebszustand mit großer Geschwindigkeit.

Mit dieser Gleichung (4) verbindet nun Hr. Prof. W. Maier seine Gleichung (2).

$$2\,k_v = k_T \frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}} \quad \ldots \ldots \quad (2),$$

die für den Zustand mit geringer Geschwindigkeit gilt und für sich allein auch richtig ist.

Aus der Verbindung von Gl. (2) und (4) erhält Hr. Prof. Maier die neue Gleichung

$$2\,k_a = 2\,k_v - k_f \frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4^*).$$

Diese Verbindung ist aber unrichtig, weil die Vorspannung k_v' bei dem Zustand mit großer Geschwindigkeit nicht dieselbe ist wie die Vorspannung k_v bei dem Zustand mit kleiner Geschwindigkeit; nach dem Vorhergehenden ist vielmehr k_v' um den Betrag $\frac{1}{2}\,k_f \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}}$ größer als k_v. Es sind also zwei Größen k_v und k_v' einander gleich gesetzt, die in Wirklichkeit nicht gleich sein können. Es ist daher die Gleichung (4*) unrichtig. Nur für die Grenzzustände $\mu = 0$ und $k_f = 0$ stimmt sie, weil bei diesen der unrichtige Teil der Gleichung fortfällt.

Die von Hrn. Prof. W. Maier für den Zustand mit großer Geschwindigkeit aufgestellte bekannte Grashofsche Gleichung

$$k_n = [k_T - k_f] \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}} \quad . \quad (5)$$

ist natürlich richtig. Mit dieser Gleichung (5) verbindet Hr. Prof. W. Maier seine Gleichung (2)

$$k_T = 2\,k_v \frac{e^{\mu\omega}}{e^{\mu\omega}+1} \quad . \; . \quad (2).$$

Diese Gleichung (2) gilt für den Zustand mit kleiner Geschwindigkeit und ist für diesen richtig. Sie gilt aber nicht für den Zustand mit großer Geschwindigkeit und darf daher nicht mit der Gleichung (5) verbunden werden; denn bei dem Zustand mit großer Geschwindigkeit ist die Vorspannung k_v' größer als die Vorspannung k_v bei dem Zustand mit kleiner Geschwindigkeit. Durch die unzulässige Verbindung von Gl. (2) und (5) kommt Hr. Prof. W. Maier zu der infolgedessen unrichtigen Gleichung

$$k_n = 2\,k_v \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}+1} - k_f \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}} \quad . \; . \; . \quad (5\,a).$$

Da diese Gleichung unrichtig ist, so fallen die Schlüsse, die Hr. Prof. W. Maier aus ihr zieht, natürlich in sich zusammen.

Um die Gleichung (5a) richtig zu stellen, muß in die Gleichung (5) der aus Gl. (II) folgende Wert

$$k_T = 2\,k_v' \frac{e^{\mu\omega}}{e^{\mu\omega}+1} - k_f \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}+1}$$

eingesetzt werden. Es ergibt sich dann

$$k_n = \left[2\,k_v' \frac{e^{\mu\omega}}{e^{\mu\omega}+1} - k_f \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}+1} - k_f\right] \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}}$$

oder

$$k_n = 2\,k_v' \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}+1} - 2\,k_f \frac{e^{\mu\omega}-1}{e^{\mu\omega}+1} \, .$$

Aus dieser Gleichung ergibt sich ohne weiteres der bekannte Wert für den Achsdruck

$$2\,k_a = 2\,k_v' - 2\,k_f = k_n \frac{e^{\mu\omega}+1}{e^{\mu\omega}-1} \, ;$$

beispielsweise wird für $e^{\mu\omega} = 2$

$$2\,k_a = 3\,k_n .$$

Daß steile Riementriebe ungünstiger arbeiten als flache Triebe mit gleicher Vorspannung, ist selbstverständlich, weil bei ersteren das Riemengewicht die Anpressung zwischen der unteren Riemenscheibe und dem Riemen verringert. Die Einschaltung einer Spannrolle hebt natürlich diesen ungünstigen Einfluß auf.

Die in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 56 und 57 auf S. 46 dargestellte Figur 68 läßt sich nach dem Vorstehenden aus der Grashofschen Theorie nicht ableiten.

Kammerer-Charlottenburg.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau.

Geehrte Redaktion!

Als Ergänzung zu dem unter obiger Ueberschrift in Nr. 43 dieser Zeitschrift erschienenen Aufsatze werden nachstehende Beweise für die Möglichkeit einer wesentlichen Verbesserung des Wasserumlaufes in Großwasserraumkesseln von allgemeinem Interesse sein.

Die Figuren 1 bis 6 zeigen Ergebnisse vergleichender Temperaturmessungen, die zum Nachweise der Tätigkeit meiner in Großwasserraumkesseln eingebauten Wasserumlauf-Vorrichtung in letzter Zeit ausgeführt wurden. Die Beschleunigung des Temperaturausgleiches in den Kesseln ist das sicherste Zeichen entsprechend größeren Wasserumlaufes.

Den in Fig. 1 bis 5 dargestellten Temperaturmessungen ging je eine innere Kesselreinigung voraus, so daß bei jedem Anheizen Kessel und Mauerwerk vollständig abgekühlt waren, während die in Fig. 6 niedergelegten Messungen nach nächtlichem Stilliegen mit kleinen Feuern, das dem vollen Tagbetrieb gefolgt war, stattgefunden haben.

Ferner wurde bei allen Versuchspaaren darauf geachtet, daß die einschlägigen Verhältnisse, wie Anfangstemperatur, Kohlenverbrauch, Bedienung der Feuer, Zugstärke, Wasserstand, Dampfentnahme usw. für beide Fälle, d. i. ohne und mit Wasserumlauf-Vorrichtung, je einander gleich waren.

Zur Feststellung der Temperaturen im unteren Kesselteil dienten Meßstutzen, welche an möglichst tiefster Stelle rd. 30 cm in das Kesselinnere hineinragten und die Thermometer aufnahmen; dagegen wurden die Tempe-

Fig. 1.

Zweiflammrohrkessel mit Galloway-Rohren von 103 qm Heizfläche in der Zellstoffabrik Waldhof in Mannheim-Waldhof.

Fig. 2.

Zweiflammrohr-Heizröhrenkessel von 150 qm Heizfläche des Vereines deutscher Oelfabriken in Mannheim.

Fig. 3.

Seitwellrohrkessel von 80 qm Heizfläche der Königlichen Eisenbahndirektion Ludwigshafen am Rhein.

Fig. 4.

Schiffskessel von 144,5 qm Heizfläche des Rheindampfers »Elsa«.

Fig. 5.

Schiffskessel von 165 qm Heizfläche des Rheindampfers »Stadt Straßburg I«.

Fig. 6.

Schiffskessel von 120 qm Heizfläche des Elbdampfers »V. E. G. 23«.

raturen im oberen Kesselteil, als dem jeweiligen Dampfdruck entsprechend, unmittelbar der bezüglichen Zahlentafel entnommen.

Besonderes Interesse bieten die in Fig. 3 wiedergegebenen Ergebnisse, indem sie die vielfach verbreitete Ansicht, die seitliche Lage des Flammenrohres bewirke einen kräftigen Wasserumlauf, als nicht zutreffend erkennen lassen.

Schließlich sei noch bemerkt, daß nach meinen Erfahrungen in allen Dampfkesseln von weniger als rd. 40 qm Heizfläche ein Mangel an Wasserumlauf durch Temperaturmessungen nicht nachzuweisen ist, da deren geringer Wasserinhalt durch die bei Betriebsbeginn einsetzende heftige Dampfbildung vollständig in Wallung gebracht wird und die nach dem Anheizen noch bestehenden Temperaturunterschiede schon nach einigen Minuten verschwunden sind.

Anderseits macht sich aber in allen Großwasserraumkesseln von 40 bis 50 qm Heizfläche bereits ein nachweisbarer Mangel an Wasserumlauf bemerkbar, und dieser Mangel wächst im allgemeinen mit der Kesselgröße.

Mannheim, den 30. Oktober 1912.

Mit vorzüglicher Hochachtung

H. Altmayer.

Ueber die Wahl der Geschwindigkeitsdiagramme von Francis-Turbinen[1]).

Sehr geehrte Redaktion!

Angeregt durch eine Mitteilung des Hrn. Prof. Dr.-Ing. Braun, Hannover, erlaube ich mir mit Bezug auf dessen Arbeit »Ueber Turbinendiagramme« (Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1909 S. 277) mitzuteilen, daß die dort angegebene sehr schöne Darstellung der hydraulischen Wirkungsgrade auch bei der hier etwas geänderten Einführung der Verluste anwendbar ist. Denn allgemein gilt:

$$c_{u1}\lambda - \frac{\varepsilon}{2u_1} = \frac{u_2}{u_1}c_{u2}\lambda,$$

also mit den Werten von S. 1735:

$$\xi = x - \frac{\varepsilon}{2u_1} = \frac{u_2}{u_1}\left(u_2 - y\frac{w_2}{c_{m1}}\cos\beta_2\right)$$

als Gleichung einer Geraden, deren Koordinaten

$$\xi = \frac{u_2}{u_1}c_{u2}\lambda \text{ und } \eta = c_{m1}\lambda$$

sind.

Diese Gerade ist zeichnerisch leicht darzustellen, s. die Figur, da für $\lambda = 0$

$$\xi_0 = \frac{u_2^2}{u_1} \text{ und } \eta_0 = 0,$$

für $\lambda = 1$

$$\xi_1 = \frac{u_2}{u_2}c_{u2} \text{ und } \eta_1 = c_{m1}$$

wird.

Wenn der günstigste Wirkungsgrad nicht mit dem stoßlosen Eintritt zusammenfällt, was wegen der flacher verlaufenden Wirkungsgradkurve zu empfehlen ist, kann man die Gerade (ξ, η) zur Bestimmung der günstigsten Belastung verwenden, indem man eine zu ihr parallele Tangente an die Ellipse zieht. Bei Schnelläufern soll dann auch w_1 nahe in die Richtung dieser Tangente fallen.

Hochachtungsvoll

Prag, am 5. November 1911. Prof. Körner.

---

1) s. Z. 1912 S. 1733.

Angelegenheiten des Vereines.

Soeben ist der vierte Band der

Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie, Jahrbuch des Vereines deutscher Ingenieure, herausgegeben von Conrad Matschoß

erschienen. Er umfaßt IV und 357 Seiten mit 348 Figuren und 7 Bildnissen. Das Werk, von dem jedem Bezirksverein ein Abdruck übersandt worden ist, kann von den Mitgliedern des Vereines zum Preise von 6 ℳ (zuzüglich Porto) unmittelbar von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin W. 9, Linkstr. 23/24, bezogen werden. Für Nichtmitglieder ist der Preis des ungebundenen Abzuges auf 8 ℳ festgesetzt. (Der Preis des in Leinen gebundenen Jahrbuches beträgt für Mitglieder 7,50 ℳ, für Nichtmitglieder 10 ℳ.)

Der vierte Band enthält:

R. Wolf, der Begründer der Maschinenfabrik R. Wolf in Magdeburg-Buckau. Von Conrad Matschoß, Berlin.

Zur Geschichte der Königlichen Gewehrfabrik in Spandau unter besonderer Berücksichtigung des 18. Jahrhunderts. Von Militärbaumeister Dipl.-Ing. Wilhelm Hassenstein, Spandau.

Die ersten Versuche zur Einführung der Bobbinnetfabrikation im Königreich Sachsen. Von Professor Hugo Fischer, Dresden.

Benoit Fourneyron. Von Dr. Karl Keller, München, vormals Professor in Karlsruhe.

Aus der Werkstatt deutscher Kunstmeister im Anfang des 19. Jahrhunderts. (Nach alten Originalzeichnungen.) Von Conrad Matschoß, Berlin.

Die Geschichte der mittelamerikanischen Kanalunternehmungen. Von Dr. Richard Hennig, Berlin-Friedenau.

Das Materialprüfungswesen und die Erweiterung der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Elastizität und Festigkeit in Deutschland während der letzten vier Jahrzehnte. Von Professor R. Baumann, Stuttgart.

Paul v. Strobach. Selbstbiographie, herausgegeben und mit Anmerkungen versehen von Dr. techn. Hugo Fuchs, Prag.

Die Entwicklung der Zahnräder. Von O. Kammerer, Charlottenburg.

Beiträge zur Geschichte der Werkzeugmaschinen. Von Professor Dr.-Ing. Hermann Fischer, Hannover.

Die Förderung der Textilindustrie durch Friedrich den Großen. Von Conrad Matschoß, Berlin.

Der Einfluß des Baues der Semmeringbahn auf die Entwicklung der Gebirgslokomotive. Von Dr. techn. Rudolf Sanzin, Wien.

Nähere Angaben sowie eine Bestellkarte enthält eine Ankündigung, die den Mitgliedern des Vereines von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer zugegangen ist.

Der reiche Inhalt, der die verschiedenen Arbeitgebiete des Ingenieurs berührt, wird vielen unserer Mitglieder Interessantes bieten. Wir hoffen, daß auch dieses neue Unternehmen die Unterstützung unserer Mitglieder finden wird, die schon so vielfach haben erkennen lassen, daß sie den Wert ernsthafter geschichtlicher Arbeit auch für den Ingenieur hoch einschätzen.

Vom Deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen ist ein Ratgeber für die Berufwahl:

Die Ausbildung für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie

(Maschinenbau, Schiffbau, Elektrotechnik),

herausgegeben.

Das technische Unterrichtswesen hat durch die rasche Entwicklung der Technik in den letzten Jahrzehnten vielfache und zum Teil einschneidende Aenderungen erfahren. Infolgedessen ist die Kenntnis der Ausbildungsmöglichkeiten selbst in den unmittelbar beteiligten Kreisen oft recht lückenhaft. So kommt es, daß für die jungen Leute, die sich dem technischen Beruf widmen wollen, und für deren Berater ein Bedürfnis nach einem Ratgeber und Führer auf diesem Gebiete besteht. Diesem Bedürfnisse will der Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen durch Herausgabe der vorliegenden kleinen Schrift entgegenkommen.

Der »Ratgeber für die Berufswahl in der mechanischen Industrie« beschäftigt sich in drei Abschnitten mit der Ausbildung im Gebiete des Maschinenbaues und der verwandten Fächer.

In dem ersten Abschnitte werden die Anforderungen an die Vorbildung dargelegt, welche von den verschiedenen Bildungsanstalten gestellt werden. Auch werden der Wert, die Notwendigkeit und die nötige Dauer der dem Studium vorausgehenden praktischen Vorbildung für die verschiedenen Schularten erörtert.

Der zweite Abschnitt bietet eine Zusammenstellung der deutschen Technischen Hochschulen und von höheren und niederen Maschinenbauschulen, sogenannten Technischen Mittelschulen, auf Grund der dem Deutschen Ausschuß zur Verfügung stehenden Unterlagen. Es sind die Aufnahmebedingungen, Beginn und Dauer des Unterrichtes, Schulgeld und Gebühren zusammengestellt und die Berechtigungen angeführt, die durch erfolgreichen Besuch solcher Schulen erworben werden.

Der dritte Abschnitt ist als »Merkblatt für die praktische Werkstattausbildung« bezeichnet. Sowohl für das Studium an den Technischen Hochschulen wie an den Technischen Mittelschulen ist eine voraufgehende praktische Ausbildungszeit unerläßlich, die dem jungen Mann nicht nur diejenigen praktischen Kenntnisse vermitteln soll, die zum Verständnis der technischen Vorträge erforderlich sind, sondern zugleich auch den Praktikanten in die Lebensanschauungen und die ganze Lebensart der Arbeiterschaft einzuführen bestimmt ist. Für den künftigen Studierenden der Technischen Hochschule ist eine einjährige Praktikantenzeit, für die Schüler der Technischen Mittelschulen eine zwei- bis vierjährige Lehrzeit durchweg vorgeschrieben. Dieser Abschnitt soll dem Praktikanten die Gesichtspunkte bekannt geben, die für die Forderung einer praktischen Vorbildung maßgebend sind und die zur möglichst nutzbringenden Verwertung der praktischen Arbeitzeit zu beachten sind. Es wird über Zweck, Dauer, Art und Einteilung der praktischen Arbeit Auskunft gegeben.

Der Ratgeber ist im Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin erschienen und für 35 ₰ im Buchhandel zu haben.

Der Sonderabdruck der in Z. 1912 S. 1795 u. f. veröffentlichten

Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren

und der dazu gehörigen Erläuterungsberichte ist in Heftform erschienen und kann gegen Voreinsendung von 50 ₰ von der Geschäftstelle postfrei bezogen werden.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **127/28. Heft** erschienen; es enthält:

Schöttler: Biegungsversuche mit gußeisernen Stäben.

Der Preis des Doppelheftes beträgt 4 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 ₰ erhoben.

Nachtrag zu S. 288.

Vorstände der Bezirksvereine.

Oesterreichischer Verband von Mitgliedern des Vereines deutscher Ingenieure.

Vorsitzender: Oberbaurat **L. Erhard,** Wien IX 2, Severingasse 7.
1. Stellvertreter: Dr. **A. Kann.**
2. Stellvertreter: **M. Zimmermann.**
Schriftführer: **A. Satz,** Oberingenieur, Wien V, Kriehubergasse 9
Schatzmeister: **E. v. Hoeßlin,** Ingenieur, Wien VI, Moritzgasse 1.
Berichterstatter für Vortragswesen: **J. Zoller.**
Beisitzer: **F. Halbgebauer, Hundt, P. H. Müller, A. Schönfelder.**

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 51. **Sonnabend, den 21. Dezember 1912.** **Band 56.**

Inhalt:

(hierzu Textblatt 36)

Die Konstruktion der Francis-Schaufel nach der Lorenzschen Turbinentheorie und ihre Eigenschaften.[1]

Von Dr.-Ing. **Bauersfeld** in Jena.

Lorenz hat die Theorie der Flüssigkeitsströmung in Turbinenrädern der mathematischen Behandlung dadurch zugänglich gemacht, daß er die durch die Schaufelflächen entstehenden Beschleunigungen durch ein stetiges Kraftfeld darstellte, so daß die Strömung als vollkommen gleichmäßig um die Turbinenachse herum angesehen werden konnte[2]. Diese Vereinfachung stimmt mit der Annahme einer unendlich großen Schaufelzahl überein.

Bei den folgenden Untersuchungen, die sich an die Lorenzschen Entwicklungen anschließen, werden die gleichen Bezeichnungen benutzt, die Lorenz in seinen Veröffentlichungen gewählt hat. Die Gleichungen werden auf ein feststehendes zylindrisches Koordinatensystem bezogen, mit den Koordinaten z in Richtung der Zylinderachse, r in radialer Richtung, φ als Winkelkoordinate für Drehungen um die Zylinderachse. Die Zylinderachse fällt mit der Turbinenachse zusammen. φ wird positiv gerechnet im Umlaufsinne des Turbinenlaufrades. Die Umlaufgeschwindigkeit des Laufrades ist ω. Mit χ wird die Winkelkoordinate bezeichnet, auf ein Achsensystem bezogen, das mit dem Laufrade fest verbunden zu denken ist, das also mit der Umlaufgeschwindigkeit ω kreist. w_z, w_r, w_n sind die drei Komponenten der absoluten Strömgeschwindigkeit, also auf das feststehende Achsensystem bezogen. q_z, q_r, q_n sind die den drei Achsrichtungen entsprechenden Werte für die durch die Schaufeln hervorgerufenen Beschleunigungen.

Als Hauptströmung werde das Strombild bezeichnet, in welchem nur die Geschwindigkeitskomponenten in Richtung des Halbmessers und in Richtung der Turbinenachse (w_r und w_z) auftreten, im Gegensatz zur Umlaufströmung, die den Verlauf der Tangentialgeschwindigkeit w_n kennzeichnen soll.

Unter Voraussetzung einer wirbelfreien Hauptströmung liefert die Lorenzsche Theorie für die Schaufelbeschleunigungen die Gleichungen[3]:

$$\left.\begin{aligned} q_r &= -\left[\frac{(w_n r)}{r^2} - \omega\right]\frac{\partial (w_n r)}{\partial r} \\ q_z &= -\left[\frac{(w_n r)}{r^2} - \omega\right]\frac{\partial (w_n r)}{\partial z} \\ q_n r &= w_r \frac{\partial (w_n r)}{\partial r} + w_z \frac{\partial (w_n r)}{\partial z} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (1).$$

Die Differentialgleichung der Schaufelfläche ist:

$$q_r\, dr + q_z\, dz + q_n r\, d\chi = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Die Bedingung für die Integrierbarkeit dieser Gleichung ist wegen der Voraussetzung vollkommener Achsensymmetrie:

$$\frac{q_r}{q_n r} = -\frac{\partial \chi}{\partial r}, \quad \frac{q_z}{q_n r} = -\frac{\partial \chi}{\partial z} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Aus diesen beiden Gleichungen ergibt sich in Verbindung mit den beiden ersten Gleichungen der Gruppe (1):

$$\frac{q_r}{q_z} = \frac{\dfrac{\partial \chi}{\partial r}}{\dfrac{\partial \chi}{\partial z}} = \frac{\dfrac{\partial (w_n r)}{\partial r}}{\dfrac{\partial (w_n r)}{\partial z}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Daraus folgt, daß $(w_n r)$ Funktion von χ sein muß:

$$(w_n r) = f_{(\chi)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Multipliziert man nun von den Gleichungen der Gruppe (1) die erste mit w_r, die zweite mit w_z, die dritte mit $\left[\frac{(w_n r)}{r^2} - \omega\right]$, und addiert man alle drei, so entsteht unter Berücksichtigung der Beziehungen (3) und (5):

$$w_r \frac{\partial \chi}{\partial r} + w_z \frac{\partial \chi}{\partial z} = \frac{f_{(\chi)}}{r^2} - \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$

Diese Gleichung ist in etwas andrer Form zuerst von Lorenz[4] aufgestellt worden. Die Lorenzsche Gleichung lautet:

$$\frac{w_n}{r} - \omega = \left[w_r \frac{\partial (w_n r)}{\partial r} + w_z \frac{\partial (w_n r)}{\partial z}\right] f_{(w_n r)}.$$

Hierbei ist $f_{(w_n r)}$ für $\frac{d\chi}{d\,(w_n r)}$ gesetzt. Die Lorenzsche Gleichung ist wegen der Beziehung (5) mit Gl. (6) identisch.

Der links stehende Ausdruck in Gl. (6) läßt sich ersetzen durch $\frac{d\chi}{dt}$, wobei aber $d\chi$ nur das Differential des

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Mechanik und Wasserkraftmaschinen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 40 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2] Lorenz, Theorie und Berechnung der Vollturbinen und Kreiselpumpen, Z. 1905 S. 1670, und Lorenz, Neue Theorie und Berechnung der Kreiselräder. München und Berlin 1906, 2. Aufl. 1911, R. Oldenbourg.

[3] Z. 1905 S. 1671 u. 2007.

[4] Lorenz, Neue Theorie und Berechnung der Kreiselräder. 2. Auflage S. 75.

relativen Wasserweges, nicht mehr, wie in Gl. (2), das Differential der Schaufelfläche bedeutet. Damit entsteht:

$$\frac{d\chi}{dt} = \frac{f(\chi)}{r^2} - \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Diese Gleichung hätte sich auch einfach aus der Gleichung herleiten lassen, durch die w_u definiert wird:

$$w_u = r\left(\omega + \frac{d\chi}{dt}\right).$$

Man braucht nur für $(w_u r)$ nach Gl. (5) den Wert $f(\chi)$ einzusetzen, um Gl. (7) zu erhalten. Die Gleichung (6) ist also bei Bestehen der Gleichung (5) identisch erfüllt.

Hieraus erkennt man, daß die Konstruktion der Schaufel für wirbelfreie Hauptströmung keiner andern Bedingung unterworfen ist als derjenigen, die durch Gl. (5) ausgedrückt ist, und die besagt, daß die Kurven konstanter Geschwindigkeitsmomente der Umlaufströmung im Grundriß radial erscheinen müssen.

Die Schaufelfläche kann nun unter Berücksichtigung der vorstehend angeführten Ergebnisse für beliebig gewählte Radbegrenzungen in folgender Weise konstruiert werden:

Zuerst sind für die gewählte Radbegrenzung die Stromlinien der wirbelfreien Hauptströmung aufzuzeichnen. Danach wird die Eintrittkante festgelegt, meist als eine zur Turbinenachse parallele Gerade. Weiterhin ist für eine der im Aufrisse verzeichneten Stromlinien die relative Bahn im Grundrisse willkürlich aufzuzeichnen, natürlich unter Berücksichtigung stoßfreien Eintrittes und senkrechten Austrittes. Damit ist die Schaufelfläche eindeutig bestimmt; denn durch die Wahl des einen Wasserweges im Grundriß ist der Verlauf von $(w_u r)$ als Funktion von χ festgelegt. Die Grundrißformen der übrigen Wasserwege lassen sich entwickeln durch Integration der Gleichung (7) längs der einzelnen im Aufrisse verzeichneten Wasserwege. Diese Integration wird zweckmäßig auf zeichnerischem Wege vorgenommen.

Die hiermit kurz angedeuteten Vorschläge sollen nun näher erläutert werden.

1) Aufzeichnung der wirbelfreien Hauptströmung.

Die Bedingung für wirbelfreie Hauptströmung ist:

$$2\,\xi_u = \frac{\partial w_r}{\partial z} - \frac{\partial w_z}{\partial r} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Eine Wasserweglinie APB, Fig. 1, habe im Punkte P den Krümmungshalbmesser ϱ. Die Geschwindigkeit im Punkte P sei $w = \sqrt{w_r^2 + w_z^2}$. Nun werde ein neues Achsenkreuz XY in der RZ-Ebene angenommen, das gegen das alte RZ soweit gedreht ist, daß die Y-Richtung mit der Richtung der Geschwindigkeit w parallel ist. Die Geschwindigkeitskomponenten für den Punkt P sind im neuen Achsensystem:

Fig. 1.

$$w_x = 0, \quad w_y = w.$$

Die Bedingung der wirbelfreien Strömung lautet für das neue Achsenkreuz:

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} - \frac{\partial w_y}{\partial x} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Der Punkt P der Wasserbahn habe im neuen Achsenkreuz die Koordinaten x_0 und y_0. Die Strombahn fällt in der Nähe des Punktes P zusammen mit ihrem Krümmungskreise für den Punkt P, dessen Gleichung lautet:

$$x - x_0 = \frac{(y-y_0)^2}{2\varrho - (x - x_0)} \quad \text{oder} \quad x - x_0 = \frac{(y-y_0)^2}{2\varrho},$$

da für Punkte, die P benachbart sind, $x - x_0$ gegen 2ϱ vernachlässigt werden kann. Aus dieser Gleichung folgt durch Differentiation nach der Zeit t:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{y-y_0}{\varrho}\frac{dy}{dt} \quad \text{oder} \quad w_x = \frac{y-y_0}{\varrho} w_y.$$

Durch weitere partielle Differentiation nach y entsteht:

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{w_y}{\varrho} - (y-y_0)\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{w_y}{\varrho}\right).$$

Für den Punkt P wird $y = y_0$. Für diesen Punkt gilt also:

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{w_y}{\varrho} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

oder, unter Berücksichtigung der Gleichung (9):

$$\frac{\partial w_y}{\partial x} = \frac{w_y}{\varrho} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11).$$

Bei wirbelfreier Hauptströmung muß also für gekrümmte Stromlinien die Geschwindigkeit nach dem Krümmungsmittelpunkt hin zunehmen, und zwar im umgekehrten Verhältnis des Krümmungshalbmessers. Das ist das bekannte Gesetz für die Aenderung der Geschwindigkeit längs einer Kurve, die die Strömungslinien senkrecht durchschneidet, d. h. einer Kurve gleichbleibenden Geschwindigkeitspotentiales.

Fig. 2

In Fig. 2 ist eine solche Kurve AB gezeichnet. ϱ_a und ϱ_b sind die durch die Radwandungen bestimmten Krümmungshalbmesser der äußersten und innersten Stromlinie. Wickelt man nun die Kurve AB längs einer Geraden ab, Fig. 3, und trägt über jedem Punkte dieser Geraden die zugehörige Geschwindigkeit w als Ordinate auf, so entsteht eine Kurve A_1B_1, die nach Gl. (11) so beschaffen sein muß, daß ihre Tangenten auf der Abszissenachse Strecken abschneiden, die gleich den Krümmungshalbmessern der Strombahnen sind. Für die Endpunkte sind in Fig. 3 die Tangenten A_1A' und B_1B' eingezeichnet. Es muß also $AA' = \varrho_a$, $BB' = \varrho_b$ sein.

Fig. 3.

Die wirbelfreie Hauptströmung kann nun in der Weise aufgezeichnet werden, daß man in die gewählte Umrißform des Laufrades zunächst einige Kurven gleichbleibenden Geschwindigkeitspotentiales schätzungsweise einträgt. Die Kurven müssen natürlich senkrecht gegen die Radwandungen verlaufen. Diese Kurven werden nach dem Muster der Figur 3 in gerade Linien abgewickelt. Dann werden die Punkte A' und B' den äußersten Krümmungshalbmessern entsprechend eingetragen und die Geschwindigkeitskurve A_1B_1 ohne Rücksicht auf den Ordinatenmaßstab nach Schätzung derart aufgezeichnet, daß die Tangenten in den Punkten A_1 und B_1 durch A' und B' gehen.

Die Kurve AB in Fig. 2 beschreibt bei der Drehung um die Turbinenachse eine Umlauffläche, durch welche die gesamte Wassermenge Q senkrecht hindurchfließen muß. Von der Umlaufströmung kann hierbei abgesehen werden. Für ein Element dieser Fläche, das durch Umlauf eines Elementes dl der Kurve AB entsteht, ist die durchströmende Wassermenge

$$dQ = 2\pi r w\,dl.$$

Trägt man nun die Werte $2\pi r w$ ebenfalls als Ordinaten über der abgewickelten Potentialkurve AB auf, so erhält man die Kurve A_2B_2 in Fig. 3, und die Fläche A_2B_2BA stellt die gesamte Wassermenge Q dar. Dadurch ist der Maßstab festgelegt, in welchem die Geschwindigkeiten w aufgetragen

waren. Danach muß man eine graphische Integration der Fläche $A_2 B_2 B A$ vornehmen, indem man die Fläche in senkrechte Streifen zerlegt, und die Inhalte dieser Streifen wie Kräfte mit Hülfe eines Seilpolygons zusammensetzt. Die gewonnene Strecke, welche den gesamten Inhalt darstellt, ist in die gewünschte Zahl gleicher Teile zu zerlegen, und die Teilpunkte sind mit Hülfe des Seilpolygons auf die abgewickelte Potentialkurve AB zu übertragen. Dadurch erhält man inhaltsgleiche Abschnitte der Fläche $A_2 B_2 B A$.

Die Teilpunkte werden weiter auf die Potentialkurve AB im Aufrisse, Fig. 2, übertragen. Die entsprechenden Teilpunkte der einzelnen Potentialkurven sind miteinander durch Kurvenzüge zu verbinden, die die Wasserweglinien darstellen müssen. Man hat noch nachzuprüfen, ob auch für diese Stromlinien die Beziehung (11) erfüllt ist, wonach die Subtangenten in Fig. 3 gleich den Krümmungshalbmessern der Strombahnen sein müssen. Zeigen sich hierbei wesentliche Abweichungen, so muß man die Geschwindigkeitskurven, Fig. 3, sowie vielleicht die Potentialkurven, Fig. 2, berichtigen und das ganze Verfahren wiederholen. Es kommt aber, ebenso wie bei den späteren Konstruktionen der Wasserweglinien im Grundrisse, keineswegs auf die letzte Genauigkeit an. Kleine Abweichungen können nur eine geringe Verschiebung der Stromlinien geben, die aber für den Wirkungsgrad des Laufrades, auf den es in letzter Linie allein ankommt, von sehr geringem Einflusse sein muß, weil der Wirkungsgrad für die richtige Konstruktion einen größten Wert hat.

Ist man zu einem befriedigenden Ergebnis gelangt, so sind noch einige Kurven gleicher Geschwindigkeit w in den Aufriß, Fig. 2, einzutragen. Diese Kurven erleichtern die Bestimmung des Verlaufs von w längs der einzelnen Stromlinien, den man für die weitere Konstruktion kennen muß.

2) Wahl der Eintrittkante.

Die Eintrittkante wird, wie schon erwähnt, meist als Gerade parallel zur Turbinenachse gewählt werden können. Man kann sie auch gegen die Achse neigen, sie muß aber als Kurve gleicher Geschwindigkeitsmomente $(w_n r)$ mit der Achse in einer Ebene bleiben.

Aus Gl. (7) lassen sich nun für diese Kurven gleicher $(w_n r)$ einige Schlüsse ziehen, die die freie Wahl dieser Kurven in gewissen Fällen weiter einschränken. Diese Gleichung läßt sich auch in der Form schreiben:

$$w\frac{d\chi}{ds} = \frac{f(\chi)}{r^2} - \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12).$$

w bedeutet hierbei wieder die Geschwindigkeit der Hauptströmung $(w = \sqrt{w_r^2 + w_z^2})$ und ds das Wegedifferential für die Strombahnen im Aufrisse.

Nimmt man an, daß für irgend einen Punkt P der Laufradschaufel $f(\chi) = (w_n r) = r^2\omega$ ist, so wird für diesen Punkt nach Gl. (12) $\frac{d\chi}{ds} = 0$. Ist die Kurve $f(\chi) =$ konst., auf welcher der Punkt P liegt, eine beliebige Funktion von r und z, so wird im allgemeinen $\frac{f(\chi)}{r^2} - \omega$ längs dieser Kurve auf der einen Seite des Punktes P positive, auf der andern Seite negative Werte annehmen. Damit wird auch $\frac{d\chi}{ds}$ für die verschiedenen Punkte dieser Kurve teilweise positiv, teilweise negativ, die Schaufel würde sich im Grundriß auf beiden Seiten des Punktes P von dem durch P gehenden Halbmesser aus nach entgegengesetzten Richtungen fortsetzen. Die benachbarte Kurve $(w_n r) =$ konst. kann daher nicht mehr auf einem Halbmesser liegen, was im Widerspruch zu der Hauptbedingung (5) steht. Dieser Gleichung (5) kann nur genügt werden, wenn $\frac{f(\chi)}{r^2} - \omega$ nicht nur für einen Punkt der Kurve $(w_n r) =$ konst. den Wert null annimmt, sondern für alle Punkte dieser Kurve. Und das ist, wie Gl. (12) sofort erkennen läßt, nur möglich, wenn für alle Punkte dieser Kurve r den gleichen Wert hat.

Daraus folgt, daß die Kurve $(w_n r) =$ konst., für welche $w_n = r\omega$ wird, eine Gerade parallel zur Turbinenachse sein muß.

Bei Francis-Turbinen tritt dieser Fall für die Eintrittkante ein, wenn der Eintrittwinkel am Laufrad zu 90° gewählt wird. Für Laufräder, deren Eintrittwinkel kleiner als 90° ist, darf man bei der Schaufelkonstruktion nicht von der Eintrittkante ausgehen, sondern nur von der Kurve $(w_n r) = r^2\omega$, die als Gerade parallel zur Achse anzunehmen ist.

Bei Jonval-Turbinen kommt die senkrechte Stellung irgend einer Kurve $(w_n r) =$ konst. nicht in Frage. Für diese muß der Fall $w_n = r\omega$ unbedingt vermieden werden. Da nun w_n gegen die Austrittkante bis auf null abnehmen muß, so ergibt sich für die Jonval-Turbine als notwendige Bedingung:

$$w_n < r\omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13),$$

oder in der in der Turbinenpraxis üblichen Schreibweise:

$$c_s \cos\alpha < v_e.$$

Daraus folgt, daß für Jonval-Turbinen der Eintrittwinkel β längs der ganzen Eintrittkante unbedingt größer als 90° sein muß, wenn die Hauptströmung wirbelfrei verlaufen soll.

3) Aufzeichnung der relativen Strombahnen im Grundrisse.

Für eine Stromlinie kann die Projektion im Grundriß willkürlich angenommen werden. Man geht hierbei am besten so vor, daß man nicht die Stromlinie selbst, sondern den Verlauf von $(w_n r) = f(\chi)$ längs einer solchen annimmt. Man wählt hierzu zweckmäßig eine mittlere Stromlinie im Aufrisse.

In Fig. 4 ist die in eine gerade Linie abgewickelte Stromlinie s des Aufrisses als Abszisse aufgetragen. Als Ordinaten sind zunächst die angenommenen Werte $f = (w_n r)$ in Form einer Kurve eingezeichnet. Weiterhin sind als Ordinaten zu s die Werte r und w, die sich aus der Aufrißzeichnung ergeben, ebenfalls in Form von Kurven aufgetragen. Die Bestimmung der Werte χ muß nun erfolgen mit Hülfe der Gleichung (12):

$$\frac{d\chi}{ds} = \frac{1}{r^2 w}(f - r^2\omega) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12).$$

Fig. 4.

Man berechnet hiernach $\frac{d\chi}{ds}$ für eine Reihe von Punkten und entwickelt so die Kurve χ aus ihren Tangenten. Ist die Kurve aufgezeichnet, so kann man sofort die Kurve f als Funktion von χ aus der Zeichnung abgreifen. In Fig. 4 ist diese Kurve auf der linken Seite eingezeichnet.

Für die übrigen Strombahnen entwirft man nun ganz gleichartige Kurvenpläne. Man trägt wieder r und w als Ordinaten von s ein und entnimmt die Kurve f als Funktion von χ aus dem ersten Plan, da diese Kurve ja für alle Wasserwege gleich sein muß. Mit diesen Werten ist dann χ aus Gl. (12) zu entwickeln. Man kann die Aufzeichnung nur schrittweise vornehmen, unter Benutzung der Tangenten, die man unmittelbar aus Gl. (12) findet, oder unter Benutzung der Krümmungshalbmesser, die durch Differentiation der Gleichung (12) zu ermitteln sind. In vielen Fällen empfiehlt es sich, zuerst die f-Kurve über den Abszissen s zu entwickeln. Diese Kurve läßt sich leichter bestimmen, weil sie nur geringe Krümmungen hat. Hierfür muß die Gleichung (12) in der folgenden Form benutzt werden:

$$\frac{df}{ds} = \frac{1}{\frac{d\chi}{df}} \frac{1}{r^2 w}(f - r^2\omega).$$

Aus dieser f-Kurve kann dann die χ-Kurve durch einfaches Abgreifen aus der Zeichnung gewonnen werden.

Für den häufig vorkommenden Fall, daß der Eintrittwinkel am Laufrad zu 90° gewählt wird, ergeben sich noch einige weitere Einschränkungen, die bei der Wahl der ersten Kurve $(w_u r)$ zu beachten sind. Sie gelten auch sinngemäß für den Fall, daß der Eintrittwinkel kleiner als 90° ist. In diesem Falle wird an der Eintrittstelle $f = r^2 \omega$, also $\frac{d\chi}{ds} = 0$. Daraus folgt, daß die Kurve χ in ihrem Nullpunkte (Punkt A in Fig. 4) eine wagerechte Tangente haben muß, und ebenso die Kurve für f in dem entsprechenden Punkte B. Bezeichnet man die Krümmungshalbmesser der beiden Kurven für diese Punkte mit ϱ und R, so lassen sich die Kurven in der Nähe des Eintrittpunktes angenähert darstellen durch die Gleichungen

$$(r_0^2 \omega - f)^2 = -2 \chi R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14),$$

$$s^2 = -2 \chi \varrho \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15),$$

r_0 ist der Halbmesser r an der Eintrittstelle. Aus diesen Gleichungen folgt:

$$\frac{r_0^2 \omega - f}{s} = + \sqrt{\frac{R}{\varrho}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16),$$

$$\frac{df}{ds_{(s=0)}} = - \sqrt{\frac{R}{\varrho}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17).$$

Anderseits ist nach Gl. (12)

$$f = r^2 \omega + r^2 w \frac{d\chi}{ds}.$$

Daraus geht durch Differentiation hervor:

$$\frac{df}{ds} = 2 r \omega \frac{dr}{ds} + r^2 w \frac{d^2\chi}{ds^2} + \frac{d\chi}{ds} \frac{d(r^2 w)}{ds}.$$

Für die Eintrittstelle ist $\frac{d\chi}{ds} = 0$, $r = r_0$ zu setzen. Unter Berücksichtigung der Gleichung (15) entsteht daher:

$$\frac{df}{ds_{(s=0)}} = 2 r_0 \omega \frac{dr}{ds} - \frac{r_0^2 w}{\varrho} \quad . \quad . \quad . \quad (18).$$

Diese Gleichung kann benutzt werden, um $\frac{df}{ds_{(s=0)}}$ aus ϱ zu berechnen, und umgekehrt:

$$\varrho = - \frac{r_0^2 w}{\frac{df}{ds_{(s=0)}} - 2 r_0 \omega \frac{dr}{ds}} \quad . \quad . \quad . \quad (19).$$

ϱ muß positiv sein, damit nach Gl. (15) für χ negative Werte herauskommen. Für einen negativen Wert ϱ würde χ hinter der Eintrittstelle zunächst positive Werte annehmen müssen. Damit würde $\frac{d\chi}{ds}$ und wegen Gl. (12) auch $f - r^2 \omega$ hinter der Eintrittstelle zunächst positiv. $f - r^2 \omega$ müßte also noch ein zweites Mal durch den Wert null gehen, da es an der Austrittkante $(f = 0)$ unbedingt negativ sein muß. Und das führt, wie schon erwähnt worden ist, zu Bedingungen, die im allgemeinen mit der Hauptbedingung nicht vereinbar sind, wonach die Kurven $f =$ konst. mit den Kurven $\chi =$ konst. zusammenfallen müssen. Deshalb muß der Nenner in dem Ausdruck für ϱ (Gl. (19) negativ sein. Daraus folgt als notwendige Bedingung bei der ersten Wahl der Kurve f:

$$\frac{df}{ds_{(s=0)}} < 2 r_0 \omega \frac{dr}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20).$$

Praktisch bedeutet diese Bedingung eine Beschränkung bei der Wahl der Schaufellänge.

Ferner ergibt sich durch Vereinigung der Gleichungen (17) und (18):

$$\sqrt{\frac{R}{\varrho}} = - 2 r_0 \omega \frac{dr}{ds} + \frac{r_0^2 w}{\varrho} \quad . \quad . \quad . \quad (21).$$

Da R für alle Wasserwege den gleichen Wert hat, so kann diese Gleichung benutzt werden, um die Werte ϱ für die einzelnen Wasserwege zu berechnen. Sie ergibt:

$$\sqrt{\varrho} = - \frac{1}{4 r_0 \omega \frac{dr}{ds}} \left[\sqrt{R} \pm \sqrt{R + 8 r_0^3 w \omega \frac{dr}{ds}} \right] \quad . \quad (22).$$

Die Gleichung liefert zwei Werte für ϱ, von denen praktisch nur derjenige brauchbar ist, der sich aus dem positiven Vorzeichen der Wurzel ergibt. Das andre Vorzeichen führt auf sehr kleine Krümmungshalbmesser ϱ.

Damit die Gleichung für ϱ stets reelle Werte liefert, ergibt sich als weitere notwendige Bedingung für alle Wasserwege:

$$R > - 8 r_0^3 w \omega \frac{dr}{ds} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23).$$

Man beachte, daß $\frac{dr}{ds}$ negativ und für normale Laufradformen angenähert gleich -1 ist.

Bei der Benutzung der Werte R und ϱ im Diagramm, Fig. 4, muß man noch die Maßstäbe berücksichtigen, in denen die Werte s, χ und f aufgetragen sind. Die Maßstäbe für R und ϱ ergeben sich durch die Gleichungen (14) und (15).

Die beschränkenden Bedingungen (20) und (23) gelten natürlich nur für die Fälle, wo der Eintrittwinkel kleiner oder gleich 90° ist. Aber auch in den andern Fällen, wo dieser Winkel größer als 90° ist, ist der Verlauf der f-Kurve und damit die Länge der Schaufel gewissen Beschränkungen unterworfen, die sich aber nicht durch so einfache Formeln darstellen lassen. Eine notwendige Bedingung ist jedenfalls auch hierbei, daß $f - r^2 \omega$ für alle Wasserwege längs ihres ganzen Verlaufes negativ bleiben muß. Bei der Konstruktion zeigt sich eine falsche Wahl der Kurve f dadurch an, daß im Diagramm nach Fig. 4 die χ-Kurve nach der positiven Seite, also in der Zeichnung nach unten abgebogen wird, so daß sie den angenommenen Wert χ, für den $f = 0$ werden soll, überhaupt nicht erreichen kann. Die Beschränkungen fallen fort, wenn **alle** Kurven f zu Geraden parallel der Turbinenachse werden, also bei denjenigen Formen, die Lorenz hauptsächlich behandelt hat.

Sind die Kurven χ in der beschriebenen Weise ermittelt, so können die Stromlinien im Grundriß leicht aufgezeichnet werden. Man wird die Schaufel noch über die theoretische Austrittkante hinaus in bekannter Weise um ein Stück verlängern, für das $f = 0$ zu setzen ist, um dem austretenden Wasser eine möglichst gute Führung zu geben. Die Schaufel ist damit vollständig festgelegt. Für die praktische Herstellung kann man wie üblich wagerechte Schnitte in den Grundriß eintragen.

4) Ausführungsbeispiel.

In Fig. 5 und 6 ist als Beispiel die Schaufel eines extremen Schnelläufers dargestellt, die nach dem beschriebenen Verfahren konstruiert worden ist[1]). Fig. 5 enthält im Aufrisse die Stromlinien, die Kurven gleicher Geschwindigkeit w und die Schaufelkurven $f =$ konst. Im Grundrisse, Fig. 6, sind zwei benachbarte Schaufeln gezeichnet; auf der einen sind die Stromlinien (a-a bis d-d) und die Linien $f =$ konst. eingetragen.

Für das Laufrad gelten folgende Angaben:

Wassermenge $Q = 3{,}14$ cbm/sk,
Gefälle $H = 5{,}86$ m,
Leistung $N = 10\, Q\, H = 184$ PS,
Drehgeschwindigkeit $\omega = 29{,}5$,
Umlaufzahl $n = \frac{30}{\pi} \omega = 282$ Uml./min,
für den Eintritt in das Laufrad ist $f = (w_u r) = \frac{\varepsilon g H}{\omega} = 1{,}46$ m²/sk (mit $\varepsilon = 0{,}75$),
spezifische Umlaufzahl $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} = 420$ Uml./min,
Geschwindigkeit im Saugrohr (1,2 m Dmr.) $c_a = 2{,}77$ m/sk,
Austrittverlust $\frac{c_a^2}{2g} = 0{,}390$ m $= 6{,}65$ vH des Gefälles H,
Schaufelzahl $= 8$.

Bei der Aufzeichnung ist auf die Dicke der Schaufeln noch keine Rücksicht genommen worden, um die rein theoretischen Formen nicht zu verändern. Die Eintrittwinkel β

[1]) Herr Prof. E. Reichel in Charlottenburg hat mich darauf aufmerksam gemacht, daß bei Schnelläufern eine Neigung der Eintrittkante nach der Achse zu vorteilhaft zu sein scheine. Bei der dargestellten Konstruktion konnte durch eine solche Neigung der Eintrittwinkel β längs der ganzen Eintrittkante in mäßigen Grenzen gehalten werden.

und die Austrittwinkel γ nehmen für die Stromlinien a-a bis d-d folgende Werte an:

Stromlinie	a-a	b-b	c-c	d-d	e-e
β	125,0°	131,5°	141,7°	146,3°	148,2°
γ	13,9°	17,9°	27,0°	39,8°	28,9°

Bei Berücksichtigung der Schaufeldicke würden die Winkel γ etwas größer, die Winkel β etwas kleiner werden.

Fig. 5.

Fig 6

5) Einfluß des Ringwirbels.

Es entsteht noch die Frage: Was tritt ein, wenn bei der Schaufelkonstruktion auf die vorgenannten Ergebnisse der Lorenzschen Theorie keine Rücksicht genommen wird? Darauf ist zu antworten, daß dann die Hauptströmung nicht mehr in ihrem ganzen Verlauf wirbelfrei sein kann. Im allgemeinen wird man dann auch nicht mehr auf senkrechten Austritt an allen Punkten der Austrittkante rechnen können, und im Zusammenhange hiermit wird auch im Saugrohre die Hauptströmung im allgemeinen nicht mehr wirbelfrei sein, d. h. die Geschwindigkeit in der Mitte des Saugrohres wird von derjenigen am Umfange verschieden sein.

Auch für diesen ganz allgemeinen Fall führen die Gleichungen der Lorenzschen Theorie auf eine einfache Beziehung, die kurz abgeleitet werden soll.

Für den Fall, daß der Ringwirbel ε_n nicht verschwindet, werden die Schaufelbeschleunigungen[1]):

$$\left.\begin{aligned} q_r &= \quad 2\,\varepsilon_n\,w_z - \left[\frac{(w_n\,r)}{r^2} - \omega\right]\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r} \\ q_z &= -2\,\varepsilon_n\,w_r - \left[\frac{(w_n\,r)}{r^2} - \omega\right]\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z} \\ q_n\,r &= \quad w_r\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r} + w_z\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z} \end{aligned}\right\} \quad . \quad (24).$$

Multipliziert man die erste dieser Gleichungen mit $\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z}$, die zweite mit $\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r}$, und zieht man die zweite von der ersten ab, so entsteht

$$q_r\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z} - q_z\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r} = 2\,\varepsilon_n\left[w_r\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r} + w_z\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z}\right],$$

oder, wegen der dritten Gleichung in Gruppe (24):

$$q_r\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z} - q_z\,\frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r} = 2\,\varepsilon_n\,q_n\,r \quad . \quad . \quad . \quad (25).$$

Die Differentialgleichung der Schaufelfläche ist wieder

$$q_r\,d\,r + q_z\,d\,z + q_n\,r\,d\,\chi = 0.$$

Daraus geht hervor:

$$\frac{q_r}{q_n\,r} = -\frac{\partial\,\chi}{\partial\,r}, \quad \frac{q_z}{q_n\,r} = -\frac{\partial\,\chi}{\partial\,z} \quad . \quad . \quad . \quad (26).$$

Durch Vereinigung der Gleichungen (25) und (26) entsteht schließlich:

$$2\,\varepsilon_n = \frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r}\,\frac{\partial\,\chi}{\partial\,z} - \frac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z}\,\frac{\partial\,\chi}{\partial\,r}\;{}^{2)} \quad . \quad . \quad (27).$$

Die Kurven $(w_n\,r) =$ konst. und $\chi =$ konst. fallen also nicht mehr zusammen. Man kann aus dieser Gleichung erkennen, in welchem Sinne die beiden Kurven voneinander abweichen, wie im folgenden gezeigt werden soll.

Für die in Fig. 7 angedeutete Schaufelform möge die Richtung der Z-Ordinaten nach unten, also im Sinne der Strömung gewählt werden. Ein positiver Wert von $\varepsilon_n = \frac{\partial\,w_r}{\partial\,z} - \frac{\partial\,w_z}{\partial\,r}$ entspricht einem Ringwirbel, bei dem das Wasser im Innern des Ringes nach der positiven Z-Richtung hin strömt. Das Vorhandensein einer solchen Wirbelkomponente ergibt eine Verschiebung der Stromlinien nach der Achse zu, im Vergleiche zum Strombild der wirbelfreien Strömung.

Fig. 7.

Für eine Kurve $\chi =$ konst. gilt nun:

$$d\,\chi = 0 = \frac{\partial\,\chi}{\partial\,r}\,d\,r + \frac{\partial\,\chi}{\partial\,z}\,d\,z.$$

Deshalb ist

$$\frac{\dfrac{\partial\,\chi}{\partial\,r}}{\dfrac{\partial\,\chi}{\partial\,z}} = -\frac{d\,z}{d\,r} = -\operatorname{tg}\varphi,$$

wenn man mit φ den Winkel bezeichnet, den die Tangente dieser Kurve mit der R-Richtung bildet, und zwar von der positiven R-Richtung gegen die positive Z-Richtung hin gemessen.

Entsprechend ist:

$$\frac{\dfrac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,r}}{\dfrac{\partial\,(w_n\,r)}{\partial\,z}} = -\operatorname{tg}\psi,$$

wenn ψ den entsprechenden Winkel der Tangente der Kurve $(w_n\,r) =$ konst. bedeutet.

[1]) Z. 1905 S. 2007.

[2]) Diese Gleichung ist schon 1910 von Herrn Prof. Föppl in München in seinen »Vorlesungen über technische Mechanik« Bd. VI S. 445 entwickelt worden.

Durch Einsetzen dieser Werte läßt sich Gl. (27) schreiben:

$$\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \psi = \frac{2\,\varepsilon_n}{\frac{\partial \chi}{\partial z} - \frac{\partial (w_n r)}{\partial z}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28).$$

$\frac{\partial \chi}{\partial z}$ ist nun ebenso wie $\frac{\partial (w_n r)}{\partial z}$ für die Schaufelfläche bei der in Fig. 7 gewählten Lage des Achsenkreuzes im allgemeinen negativ. $\frac{\partial (w_n r)}{\partial z}$ muß negativ sein, weil $(w_n r)$ auf dem Wege von der Eintrittkante bis zur Austrittkante von einem positive nWerte bis auf null abnehmen muß. $\frac{\partial \chi}{\partial z}$ ist negativ auf demjenigen Teil der Schaufel, für den $w_n < r\omega$ ist, also stets für alle Formen, die einen Eintrittwinkel $\beta \gtrless 90^0$ haben, und für die übrigen Formen auf dem überwiegenden Teil der Schaufelfläche.

Deshalb muß $\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \psi$ im allgemeinen positiv sein. Mit andern Worten, im Aufrisse müssen die Kurven $(w_n r) =$ konst. gegenüber den Kurven $\chi =$ konst. im Sinne des Ringwirbels ε_n gedreht erscheinen. Für den Grundriß bedeutet das, daß die Kurven $(w_n r) =$ konst. bei positivem ε_n gegenüber dem Halbmesser ($\chi =$ konst.) im Sinne der Drehrichtung der Turbine gedreht erscheinen müssen.

Umgekehrt kann man sagen, daß bei einer solchen Lage der Kurven gleichbleibender $(w_n r)$ die Hauptströmung einen positiven Ringwirbel ε_n aufweisen muß.

Aus den Gleichungen (27) und (28) lassen sich anderseits auch Schlüsse ziehen über die Veränderung der Hauptströmung einer normalen Francis-Turbine bei veränderter Wassermenge oder veränderter Umlaufzahl. Unter normaler Turbine soll hier eine solche verstanden werden, für die die Hauptströmung bei normaler Wassermenge wirbelfrei ist. Jede Veränderung der Bedingungen, die der Berechnung zugrunde gelegt waren, gibt eine Verdrehung der Kurven $(w_n r) =$ konst. gegenüber den Kurven $\chi =$ konst., während bei normalem Gange die beiden Kurvenscharen zusammenfallen. Diese Verdrehung möge mit λ bezeichnet werden. Sie werde positiv gerechnet im Sinn einer Drehung von der positiven Z-Richtung gegen die positive R-Richtung, also in demselben Sinn, in welchem der Ringwirbel ε_n, Fig. 7, positiv zu rechnen ist. Der Wert λ ist natürlich der Größe nach für die einzelnen Punkte der Schaufelfläche verschieden, aber sein Vorzeichen ist im allgemeinen für alle Punkte gleich.

Eine Steigerung der sekundlichen Wassermenge Q würde, falls keine Verschiebung der Stromlinien einträte, die relative Geschwindigkeit $u = w_n - r\omega$ proportional zu u erhöhen, so daß zu setzen wäre:

$$\frac{du}{u} = \text{konst.}\ dQ = c\,dQ$$

oder

$$\frac{dw_n}{w_n - r\omega} = c\,dQ.$$

Daraus folgt:

$$d(w_n r) = (w_n r - r^2 \omega)\, c\, dQ.$$

Der Ausdruck $(w_n r - r^2 \omega)$ ist bei den üblichen Schaufelformen für die ganze Schaufelfläche negativ. Daher müssen die Werte $(w_n r)$ längs der Kurve $\chi =$ konst. kleiner werden, und zwar in steigendem Maße mit zunehmendem r, so daß in der Nähe der Achse größere Werte $(w_n r)$ vorhanden sind als am Umfange. Beobachtet man nun, daß $(w_n r)$ längs der Schaufel positiv ist, und daß es von der Eintrittkante bis zur Austrittkante hin ständig abnimmt, so ist weiter zu schließen, daß die Kurven $(w_n r) =$ konst. gegenüber den Kurven $\chi =$ konst. eine Drehung λ im positiven Sinn erfahren. Diese Drehung kann dabei natürlich dem Werte nach für die einzelnen Punkte der Schaufel sehr verschieden sein. Man kann daher ansetzen:

$$\lambda_Q = + \varkappa_Q \Delta Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29).$$

In dieser Formel ist Proportionalität zwischen der Drehung λ_Q und der Steigerung der Wassermenge ΔQ angenommen, was für kleine Abweichungen der Wassermenge gegenüber der normalen offenbar zulässig ist.

In gleicher Weise ergibt sich, daß eine Steigerung der Drehgeschwindigkeit ω eine Drehung der $(w_n r)$-Kurve im negativen Sinne zur Folge hat, wenn man die Verschiebung der Stromlinien zunächst außer Betracht läßt:

$$\lambda_\omega = - \varkappa_\omega \Delta \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

Nun tritt aber bei solchen Veränderungen auch eine Verschiebung der Stromlinien auf. Der Einfluß einer solchen Verschiebung, die gleichbedeutend mit der Einführung eines Ringwirbels ist, muß für sich untersucht werden. Die Untersuchung erfolgt in gleicher Weise, wie oben beschrieben. Sie führt zu dem Ergebnis, daß ein Zusammendrängen der Stromlinien nach der Achse, also die Einführung eines positiven Ringwirbels, die $(w_n r)$-Kurve im negativen Sinne verdrehen würde:

$$\lambda_\varepsilon = - \varkappa_\varepsilon \varepsilon_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31).$$

Für den Gleichgewichtzustand muß anderseits, wie im Anschluß an Gl. (28) ausgeführt worden ist, einem positiven Ringwirbel ε_n auch eine positive Drehung λ entsprechen, so daß noch die Gleichung zu erfüllen ist:

$$\lambda = + \varkappa \varepsilon_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32);$$

λ bedeutet hier die resultierende Verdrehung.

Der Einfluß einer Steigerung der Wassermenge ergibt sich nun durch Vereinigung der Gleichungen (29), (31) und (32). Die resultierende Verdrehung λ muß die Summe der beiden Werte λ_Q und λ_ε sein:

$$\lambda = \lambda_Q + \lambda_\varepsilon$$

oder

$$\varkappa \varepsilon_n = \varkappa_Q \Delta Q - \varkappa_\varepsilon \varepsilon_n.$$

Daraus geht hervor:

$$\varepsilon_n = + \frac{\varkappa_Q}{\varkappa + \varkappa_\varepsilon} \Delta Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33).$$

Bei gesteigerter Wassermenge tritt also ein positiver Ringwirbel auf, die Stromlinien der Hauptströmung werden nach der Achse hin verschoben. Und umgekehrt werden bei geringerer Wassermenge die Stromlinien von der Achse weg verschoben.

In derselben Weise ergibt sich aus den Gleichungen (30), (31) und (32) für eine Veränderung der Umlaufzahl:

$$\varepsilon_n = - \frac{\varkappa_\omega}{\varkappa + \varkappa_\varepsilon} \Delta \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34).$$

Die Steigerung der Umlaufzahl wirkt also in entgegengesetztem Sinn auf die Hauptströmung ein wie die Steigerung der Wassermenge.

Es ist noch zu bemerken, daß diese Veränderungen der Hauptströmung bei denjenigen Schaufelformen nicht eintreten, die Lorenz hauptsächlich behandelt hat, nämlich den zylindrischen Formen mit zur Turbinenachse parallelen Erzeugenden. Der Grund liegt darin, daß bei diesen Formen die Kurven gleichbleibender $(w_n r)$ zu parallelen Geraden zur Achse werden, und daß daher die Abhängigkeit von r wegfällt.

Das Auftreten des Ringwirbels an sich braucht übrigens noch keineswegs eine Verschlechterung des Wirkungsgrades zu bedeuten. Es kommt lediglich darauf an, daß längs der ganzen Austrittkante ein senkrechter Austritt vorhanden ist. In diesem Falle müssen nämlich die Wirbelkomponenten nach dem Verlassen des Laufrades wieder null werden, wie ich schon in einem früheren Aufsatze bewiesen habe[1]. Die Notwendigkeit des Verschwindens der Wirbelkomponenten geht auch aus folgender Ueberlegung hervor. Ist beim Verlassen des Laufrades $(w_n r)$ für alle Wasserfäden gleich, so müssen nach dem Eulerschen Momentensatz allen Wasserfäden die gleichen Energiemengen entzogen sein. Daher muß für die gesamte Wassermenge wieder die Energiegleichung gelten, und das wiederum ist nur möglich, wenn die Wirbelkomponenten verschwinden. Im Bereiche der Laufradschaufel braucht aber der Ringwirbel deshalb nicht zu verschwinden. Das eingangs beschriebene Konstruktionsverfahren liefert nur einen Sonderfall, der aber den wesentlichen Vorteil gegenüber den andern Möglichkeiten hat, daß die Konstruktion noch verhältnismäßig leicht möglich ist. Für den allgemeinen Fall wäre die Gleichung (27) der Formel zugrunde zu legen, an Stelle der Gleichung (28) für den behandelten Sonderfall. Aber hier führt bereits die

[1] Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1907 S. 265 u. f.

Bestimmung der Hauptströmung auf außerordentliche Schwierigkeiten.

Für die Beurteilung der Wirbel in der Lorenzschen Theorie ist wohl auch die folgende Betrachtung wichtig. Für die Wirbelkomponenten ε_r und ε_z ergeben sich bei achsensymmetrischer Strömung die Werte:

$$\varepsilon_r = -\frac{1}{2r}\frac{\partial(w_n r)}{\partial z}$$

$$\varepsilon_z = +\frac{1}{2r}\frac{\partial(w_n r)}{\partial r}.$$

Daraus geht hervor:

$$\varepsilon_r \frac{\partial(w_n r)}{\partial r} + \varepsilon_z \frac{\partial(w_n r)}{\partial z} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35).$$

Diese Gleichung zeigt, daß die Wirbellinien im Aufrisse mit den Kurven $(w_n r)$ = konst. zusammenfallen. Da nun anderseits, wie schon früher bewiesen, die Wirbellinien längs der Schaufelflächen verlaufen, so folgt daraus, daß die Wirbellinien mit den Kurven gleicher $(w_n r)$ auf den Schaufelflächen zusammenfallen. Fällt die Austrittkante nicht mit einer Kurve $(w_n r)$ = konst., d. h. also mit einer Wirbellinie zusammen, so müssen sich die Wirbellinien von den Schaufelflächen in das Saugrohr hinein fortsetzen.

6) Zuverlässigkeit des Verfahrens.

Zum Schlusse soll noch die Frage angeschnitten werden: Welche Sicherheit hat man dafür, daß in einem nach dem beschriebenen Verfahren konstruierten Laufrade die Strömung wirklich so verläuft, wie man sie bei der Konstruktion annimmt? Es kommen hierbei mehrere störende Einflüsse in Frage, die bei der mathematischen Theorie vernachlässigt sind, nämlich die Flüssigkeitsreibung, die endliche Schaufelzahl und die Möglichkeit einer Ablösung der Strombahnen von den Führungsflächen (Schaufelflächen und Radbegrenzungen).

Der Einfluß der reinen Flüssigkeitsreibung ist wohl nicht erheblich. Die Kräfte, die durch die Reibung an den Wänden auf das fließende Wasser ausgeübt werden, sind der Strömung entgegen gerichtet, sie können also unmittelbar keine Ablenkung der Strombahnen hervorrufen. Mittelbar muß eine Ablenkung entstehen, wenn das dem Wasser durch Reibungsarbeit entzogene Arbeitsvermögen für die verschiedenen Stromlinien verschieden ausfällt, so daß dadurch die Druckunterschiede benachbarter Wasserfäden andre als bei reibungsfreier Strömung werden. Dieser Einfluß ist aber offenbar nicht von großer Bedeutung, da der Druckverlust durch Reibung auf dem kurzen Wege durch das Laufrad im Verhältnis zu dem Druckverluste durch Abgabe nutzbarer Energie an die Schaufeln ohnehin nicht groß ist.

Die endliche Schaufelzahl im Gegensatze zur unendlich großen, welche die Theorie voraussetzt, kann dagegen auf die Strömung einen Einfluß ausüben. Bei größerer Schaufelzahl wird dieser Einfluß wahrscheinlich auch nicht sehr erheblich sein, wenn der Schaufelkonstruktion eine wirbelfreie Hauptströmung zugrunde gelegt worden ist, also die gleiche Strömung, die sich beim Fehlen der Schaufeln eingestellt hätte. Ein Urteil über diesen Einfluß wird sich aber nur durch Versuche an ausgeführten Turbinen gewinnen lassen.

Einen sehr großen Einfluß auf die Strombahnen kann das Ablösen von Stromlinien, also das Entstehen von Unstetigkeitsflächen innerhalb der Flüssigkeit haben. Man kann sich hiergegen nur schützen, indem man dem Wasser möglichst stetige Führungen gibt und scharfe Krümmungen vermeidet. Mit Sicherheit treten Unstetigkeitsflächen an den Stellen auf, wo der Druck infolge zu hoher Steigerung der Geschwindigkeit theoretisch negative Werte annehmen müßte. Aber sie treten auch oft auf, wenn der Druck noch positiv weit von null entfernt ist. Besonders leicht entstehen sie an solchen Stellen, wo ein starker zur Stromrichtung senkrechter Druckabfall vorhanden ist, und wo die Theorie gleichzeitig eine Verringerung der Geschwindigkeit, also eine Umwandlung von Strömungsenergie in Druckenergie verlangt. Bei Laufrädern scheint die scharfe Krümmung der äußeren Radwandung (Punkt A in Fig. 2) in dieser Hinsicht die gefährlichste Stelle zu sein. An diesem Punkte darf man jedenfalls den Krümmungshalbmesser nicht zu klein wählen. Ein greifbares Kennzeichen gibt es aber noch nicht, wonach man im voraus sicher sagen könnte, ob an einer solchen Stelle Unstetigkeitsflächen entstehen oder nicht.

Schließlich sei noch darauf hingewiesen, daß man auch mit der Ausbildung der Zu- und Abströmung vorsichtig sein muß, damit die Strombahnen wirklich in der Weise verlaufen können, wie man sie beim Entwurfe des Laufrades annimmt. Insbesondere ist bei der Zuströmung der Spalt zwischen Leitvorrichtung und Laufrad hinreichend breit zu halten, damit an der Austrittkante der Leitschaufeln $(w_n r)$ über die ganze Breite hin den gleichen Wert annehmen kann.

Zusammenfassung.

Aus den Gleichungen der Lorenzschen Turbinentheorie wird ein zeichnerisches Verfahren für die Konstruktion der Laufradschaufel abgeleitet. Dabei ergeben sich einschränkende Bedingungen, die bei der Wahl der Eintrittkante und der Schaufellänge zu berücksichtigen sind. Aus den gewonnenen Gleichungen werden weiterhin Schlüsse in bezug auf die Veränderungen gezogen, die die Strömung im Laufrade bei veränderter Wassermenge und Umlaufzahl erfährt. Zuletzt werden die Einflüsse erörtert, die zu einem abweichenden Verhalten ausgeführter Laufräder gegenüber den theoretischen Ergebnissen führen können.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau.[1]

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Münzinger** in Charlottenburg.

Nachtrag.

Während des Erscheinens meiner Abhandlung »Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau« sind mir noch Zeichnungen eines Kessels zugegangen, der sowohl durch werkstättentechnische wie durch wärmetechnische Neuerungen die Beachtung weiterer Kreise verdient. Die Linke-Hofmann-Werke in Breslau haben nämlich einen Kessel durchgebildet, dessen eigenartige Rohrplatte ein interessantes Gegenstück zu der Garbe-Platte ist und gegenüber dem Einwalzen der Rohre in den runden Kesselmantel wesentliche Vorteile bietet. Die Rohrplatte hat kugelförmige Ein- oder Ausbuchtungen, welche es wegen der Größe und Lage ihrer Oberfläche zulassen, die Rohrbohrung innerhalb gewisser Grenzen nach jeder beliebigen Richtung hin anzuordnen, Fig. 1. Dadurch kann man sowohl gerade als auch in ihrer ganzen Länge kreisförmig gekrümmte Rohre einwalzen. Dies ist gegenüber Platten mit ebenen Abstufungen besonders dann vorteilhaft, wenn man zum Unterbringen einer großen Kesselheizfläche auf kleiner Grundfläche auch gekrümmte Rohre verwenden will, ohne in ihrer Auswechselbarkeit beeinträchtigt zu werden. Läßt man endlich die Achse der Rohre durch die Mittelpunkte der Halbkugeln gehen, so bekommen sämtliche

Fig. 1.
Rohrplatte mit kugelförmigen Ein- und Ausbuchtungen.

gekrümmtes Rohr
gerades Rohr

[1] Sonderabdrücke dieses Nachtrages (Fachgebiet: Dampfkessel) werden zusammen mit dem in Z. 1912 S. 1725 u. f. veröffentlichten Aufsatz an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 90 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Walzstellen Durchdringungsflächen von gerader Zylinderform, gleichgültig, welche Lage die Rohre haben und ob sie gerade oder kreisförmig gebogen sind. Schwierigkeiten beim Einwalzen werden dadurch vermieden, und man kommt mit Blechen von normaler Wandstärke aus, da man nicht gezwungen ist, ungewöhnlich große Blechstärken zu nehmen, um eine genügend hohe, gleichmäßig tragende Einwalzfläche zu schaffen. Die Rohre werden ganz ähnlich wie beim Garbe-Kessel ausgewechselt. Das Wesen der Platten und die Möglichkeit des senkrechten Einwalzens sowohl gerader als auch gebogener Rohre zeigen Fig. 1 bis 5. Der weitere werkstättentechnische Vorteil der Linke-Hofmann-Platten ist der, daß die Ausbauchungen in das ebene Kesselblech eingewalzt werden können, welches erst nach dem Einpressen auf die gewünschte Krümmung gebogen wird; dadurch kann man dasselbe Preßgesenk für sämtliche Kesseldurchmesser verwenden und braucht nicht verschiedene Modelle von Platten vorrätig zu halten.

In wärmetechnischer Beziehung bietet der Linke-Hofmann-Kessel insofern Neues, als er den Versuch macht, die von den Zweikammer-Wasserrohrkesseln her für die Wärmeübertragung als vorteilhaft bekannte, zu den Wasserrohren senkrecht gerichtete Gasführung auch auf Steilrohrkessel zu übertragen und sie im Gegensatz zu vielen Steilrohrkesseln so auszubilden, daß eine Ueberanstrengung der ersten Rohrreihe vermieden wird. Versuche von Fuchs und andern Forschern haben gezeigt, daß die von den heißen Gasen zuerst bestrichene Rohrreihe von Zweikammer-Wasserrohrkesseln einen großen Teil der gesamten Dampferzeugung deckt. Dieser Anteil der ersten Rohrreihe an der Dampfleistung des Kessels wird bei vielen Steilrohrkesseln noch beträchtlich höher als bei den entsprechenden Rohren von Zweikammer-Wasserrohrkesseln, weil sie in ihrer ganzen Länge in der Zone höchster Temperaturen liegen. Da zudem die Rauchgasführung bei Steilrohrkesseln meist so ausgebildet ist, daß die heißesten Gase zuerst mit der unteren Rohrhälfte in Berührung kommen, tritt eine neue, wenig günstige Belastung dieser Rohre hinzu, weil sich schon frühzeitig Dampfpfropfen bilden können, welche den über ihnen ruhenden Rohrinhalt vor sich hertreiben und im Verein mit der starken, sich über das ganze Rohr erstreckenden Wärmeaufnahme das »Spucken« der Kessel erzeugen oder zum mindesten befördern. Ich habe auf diesen Umstand, der meines Wissens bis jetzt nur wenig erkannt wurde und kaum beachtet wird, schon auf S. 1776 dieser Zeitschrift hinge-

Fig. 2 und 3. Linke-Hofmann-Rohrplatte.

Schnitt *a-b*.

Fig. 4 und 5.

Steilrohrkessel von 300 qm Heizfläche der Linke-Hofmann-Werke.

Maßstab 1 : 80.

Schnitt *a-b*.

Schnitte *c-d* und *e-f*.

wiesen. Eine Entlastung der vordersten, der Hitze am meisten ausgesetzten Rohre von der Wärmeaufnahme bei gleichzeitiger Heranziehung möglichst vieler andrer Rohrreihen zur Dampferzeugung und ein Verschieben der Zone größter Wärmeaufnahme vom unteren Rohrteil mehr nach dem mittleren oder oberen hin erscheint deshalb für die Schonung der vordersten Rohre und für die Erzeugung trocknen Dampfes als sehr förderlich. Beim Linke-Hofmann-Kessel werden nun die Gase durch eine Schamottewand sofort der oberen Hälfte des Rohrbündels zugeführt, durchströmen diese in annähernd senkrechter Richtung, gelangen dann zum Ueberhitzer und kreuzen vor ihrem Entweichen in den Fuchs sämtliche Rohre nochmals. Um die einzelnen Rohre noch inniger mit den Gasen zu bespülen, sind zwischen den verschiedenen Rohrstraßen zylindrische Wirbelkörper aus Schamotte eingebaut, Fig. 4 und 5. Diejenigen Querwände der Rauchgasführung, welche durch das ganze Rohrbündel hindurchgehen, bestehen aus roststabähnlichen Einlagen, die zwischen die Rohre eingehängt werden. Die unteren Trennwände, welche das Rohrbündel nur teilweise schneiden, werden durch Stäbe gebildet, die in seitlich eingebauten Balken konsolenartig hängen. Auf diesen Stäben ruhen kleine, entsprechend geformte gußeiserne Platten, die durch aufgelegte Schamotteplatten geschützt werden. Vor dem Auswechseln eines Rohres müssen die in seiner Nähe liegenden Platten entfernt werden. Wenn auch diese Art der Rauchgasführung eine etwas verwickelte konstruktive Durchbildung des Kessels verlangt, so wird sie durch den erzielten besseren Wärmeübergang doch zweifellos reichlich gerechtfertigt werden. Da beim Linke-Hofmann-Kessel auch die hinteren Rohre noch wesentlich an der Wärmeaufnahme beteiligt sind, können sie nicht für den Wasserrücklauf zum Unterkessel dienen. Dieser wird vielmehr durch 4 weite von den Rauchgasen nicht berührte Fallrohre gebildet. Das Speisewasser wird in eine im Oberkessel liegende Rinne gespeist und von dort durch Rohrstutzen in die Fallrohre geleitet.

Die Firma H. Ketzer G. m. b. H. in Duisburg baut einen dem Stirling-Kessel ähnlichen Dampferzeuger, bei dem aber die Oberkessel durch weite Stutzen miteinander verbunden sind, Fig. 6. Ueber dem vorderen Rohrbündel ist eine »Staukammer« eingebaut; das aufsteigende Dampfwassergemisch soll sich hier anstauen und den Wasserumlauf verstärken, indem es von der Staukammer dem hinteren Rohrbündel durch eine ähnlich angebrachte Kammer zuströmt. Um trocknen Dampf zu bekommen, sind die Wände der Wasserführungseinbauten entsprechend gekrümmt, außerdem sollen gelochte Bleche, die auf den Einbauten liegen, zur Scheidung des abströmenden Wassers vom Dampf beitragen. Der Ueberhitzer wird von der Kesselstirnfläche aus eingebaut, indem die einzelnen Schlangen zwischen jede zweite Rohrreihe eingeschoben werden. Da jede Rohrreihe an eine freie Rohrstraße grenzt, wird die Auswechselbarkeit der Wasserrohre nicht beeinträchtigt.

Unter Hinweis auf meine Bemerkung auf S. 1780 dieser Zeitschrift, daß über die Lebensdauer schmiedeiserner Rauchgasvorwärmer nur wenig bekannt geworden sei, hat mir die Firma M. R. Schulz G. m. b. H. in Braunschweig Unterlagen über den von ihr seit etwa 6 Jahren hergestellten schmiedeisernen Rauchgasvorwärmer gesandt. Das Wesen dieses Vorwärmers, Fig. 7 bis 9, läßt sich etwa durch folgende für seinen Aufbau maßgebende Gesichtspunkte kennzeichnen:

1) Schaltung der einzelnen schmiedeisernen, **W**- oder **U**-förmig gebogenen Rohrschlangen derart, daß jede Schlange in einer Zone annähernd gleicher Rauchgastemperatur liegt, und daß dabei das Wasser im Gegenstrom zu den Rauchgasen durch den Vorwärmer fließt;

2) Vermeiden jeglicher Berührung der Rauchgase mit den Dichtungsstellen der Rohrschlangen und mit den wertvollen gußeisernen Sammelkörpern;

3) bequeme Zugänglichkeit zu jedem einzelnen Rohr, um eine mechanische Reinigung der Rohre durch Abkratzen oder Abfegen schnell vornehmen zu können; schnelle Auswechselbarkeit jedes Rohres und Vermeidung des Einfalles von falscher Luft.

Das auf etwa 35° C vorgewärmte Speisewasser tritt bei *A*, Fig. 8, in den ersten Sammelkörper ein, strömt durch mehrere Schlangen von 37,5 mm lichter Weite zum zweiten Sammelkörper und durch ebensoviel Schlangen wieder zu einer von dem Wassereintritt durch eine Scheidewand abgetrennten Abteilung des ersten Sammelkörpers zurück. Dies wiederholt sich je nach der stündlichen Speisewassermenge in mehreren Stufen, bis das Wasser endlich durch ein außerhalb des Mauerwerkes liegendes weites Rohr nach dem dritten Sammelkörper fließt, worauf wieder die gleiche Schaltung vorgenommen wird. Die Rohrschlangen werden mit ovalen Flanschen, die mit Nut und Feder abgedichtet sind, durch je 2 Hakenschrauben an die Sammelkörper angeschlossen. Die Schaltung der Bauart Schulz schafft infolge der hohen Wassergeschwindigkeit für die Wärmeübertragung günstige Verhältnisse und erschwert die Bildung von Niederschlägen. Außerdem kann man jedes Rohr leicht auswechseln. Da nur wenige Schlangen das eintretende kalte Wasser führen, wäre selbst bei einer länger dauernden, wesentlichen Unterschreitung der für alle Rauchgasvorwärmer mit 35 bis 40° C vorgeschriebenen Eintrittstemperatur nur ein sehr kleiner Teil der gesamten Vorwärmerheizfläche gefährdet, der mit geringen Kosten ersetzt werden könnte. Dies ist von erheblicher betriebstechnischer und wirtschaftlicher Bedeutung. Größere Anlagen mit Schulz-Vorwärmern befinden sich im Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerk und im Kraftwerk von Thyssen & Co. in Mülheim. Die Firma Schulz betont, daß ebenso wie bei gußeisernen Vorwärmern ein äußeres Rosten der Rohre sich durch Fernhalten von Wassereintrittstemperaturen unter 35° C leicht vermeiden lasse; innere Anfressungen der Rohre würden aber nur dann eintreten, wenn das Speisewasser Kohlensäure, Kieselsäure, Oel oder andre, ähnlich wirkende che-

Fig. 6.

Stellrohrkessel von 300 qm Heizfläche von H. Ketzer G. m. b. H.

Maßstab 1 : 100.

6500

7200

mische Verunreinigungen enthalte. Aus diesem Grunde liefert Schulz Vorwärmer nur für Betriebe, die entweder Wasserreiniger haben oder Kondensate speisen.

Fig. 7 bis 9.

Schmiedeiserner Rauchgasvorwärmer von M. R. Schulz G. m. b. H.

Schnitt *e-f*. Schnitt *c-d*. Schnitt *a-b*.

Sollten sich aber im Laufe der Zeit die Schlangen mit Schlamm versetzen, so läßt sich dieser entweder durch Ausblasen mit Dampf, oder in Rohren, welche höheren Temperaturen ausgesetzt waren, durch Ausglühen und Abklopfen entfernen. Aus einer größeren Anzahl mir in Urschrift vorliegender Schreiben entnehme ich, daß Schulz-Vorwärmer zum Teil schon mehrere Jahre lang im Betriebe sind und daß nur in ganz vereinzelten Fällen die eine oder andre Rohrschlange erneuert werden mußte; im allgemeinen betonen aber nahezu alle Schreiben, daß nennenswerte Anfressungen oder Verrostungen der Rohre nicht vorgekommen seien. Die meisten Betriebe geben als Zeitraum, während dessen eine äußere Reinigung durch Abbürsten zu erfolgen hat, eine Frist von 8 bis 14 Tagen an und bescheinigen, daß dann ein merkbares Nachlassen der Vorwärmerwirkung nicht eintrete.

In der folgenden Zahlentafel sind noch einige von Dampfkessel-Revisionsvereinen ausgeführte Versuche an Schulz-Vorwärmern im Auszuge mitgeteilt.

Versuchsdauer	min	758	535	240	240	517
gesamte Kesselheizfläche	qm	512,2		85,12		156,6
Vorwärmerheizfläche	»	291		40,0		122
Art des Brennstoffes		Braunkohle		oberschl. Gruskohle		Braunkohle
Heizwert des Brennstoffes	WE/kg	rd. 3000		6025		2878
auf 1 qm Kesselheizfläche stündlich erzeugte Dampfmenge	kg	18,6	10,45	23,99	17,75	29,23
Rauchgastemperatur vor dem Vorwärmer t_{R1}	°C	259	224	436	384	312
» hinter dem Vorwärmer t_{R2}	»	184,8	172,5	202,8	206,8	209
Speisewassertemperatur vor dem Vorwärmer t_e	»	78,71	77,80	55,0	47,5	51,0
» hinter dem Vorwärmer t_a	»	150,63	160,62	130,68	138,37	119,0
stündlich auf 1 qm Vorwärmerfläche übertragene Wärmemenge Q	WE	2350	1523	3870	3440	2560
Wärmedurchgangskoeffizient k		**21,9**	**19,3**	**17,05**	**16,94**	**14,54**

$$k \text{ berechnet nach } k = \frac{Q}{\frac{t_{R1}+t_{R2}}{2} - \frac{t_a+t_e}{2}}.$$

Kräfteverteilung und Greifen bei Selbstgreifern.[1]

Von Dr.-Ing. **Pfahl**.

(Fortsetzung von S. 2011)

Die gegriffene Kohle.

Bei Ausführung der Versuche ergaben sich demnach folgende Aenderungsmöglichkeiten:

1) 4 Greifer (2,25, 1,75, 1,5, 1,0 cbm),
2) 4 Kohlensorten (fein, mittel, grob, stückig),
3) 5 Belastungsstufen (+ 400, + 200, 0, — 200, — 400 kg).

Zu einem genauen Ueberblick über die verschiedenen Einflüsse mußten also 4 × 4 × 5 = 80 Versuche (abgesehen von den Eichversuchen) ausgeführt werden, deren Ergebnisse im folgenden erläutert werden sollen.

Beim Greifen von Kohle kann nicht verlangt werden, daß sich die Kohlengewichte genau einer Kurve anschließen, da gerade hier mit zu viel Ungenauigkeiten gerechnet werden muß. Zu starkes Aufsetzen, ungleiches Material, Ueberlaufen, nicht vollständiges Schließen u. a. m., alles dies beeinflußt die gegriffene Menge stark. Auch Verluste beim freien Hängen und Ungenauigkeiten beim Abwiegen vergrößern leicht diese Fehler. Durch sorgfältiges Arbeiten (langsames Aufsetzen des Greifers, Einebenen der Haufen usw.) wurde dies zu vermeiden gesucht, um ein gutes Bild vom Einfluß des Greifergewichtes auf die gegriffenen Kohlenmengen zu erhalten.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht werden.

Die Ergebnisse sind in den Kurven Fig. 30 bis 33 aufgetragen und zeigen im allgemeinen, daß die gegriffene Kohlenmenge durchaus nicht dem Greifergewichte proportional ansteigt, sondern je schwerer der Greifer wird, um so geringer ist im allgemeinen der Einfluß auf die gegriffene Kohlenmenge; die einzelnen Beispiele lassen dies noch deutlicher erkennen. Am genauesten paßten sich die Punkte für

Fig. 30 bis 33. Die gegriffenen Kohlenmengen.

Fig. 30. 2,25 cbm-Greifer.

Fig. 31. 1,75 cbm-Greifer.

Fig. 32. 1,5 cbm-Greifer.

mittlere Kohle den Kurven an, da hier noch ein gleichmäßigeres Material vorhanden ist und Undichtigkeitsverluste wenig bemerkbar sind; dagegen sind die Unterschiede bei stückiger Kohle am größten, da hier das Greifen naturgemäß am unregelmäßigsten ist.

Am deutlichsten sieht man den Einfluß des Gewichtes bei dem leichten 2,25 cbm-Greifer, Fig. 30, während dieser Einfluß bei dem 1,75- und 1,5 cbm-Greifer allmählich geringer wird, ja bei dem schweren 1,0 cbm-Greifer zum Schluß vollständig verschwindet, obwohl ein Ueberlaufen des Greifers nicht wahrzunehmen war. Ferner wird naturgemäß infolge des geringeren Schüttgewichtes und des schlechteren Eindringens die gegriffene Kohlenmenge mit wachsender Stückengröße geringer, was die Kurven sehr deutlich zum Ausdruck bringen.

Nimmt man als normale Kohle solche mit einem Schüttgewicht von 800 kg/cbm an, so zeigt die gestrichelte Linie die volle Füllung des Greifers mit dieser Kohle und gibt einen guten Vergleich der gegriffenen Kohle mit dem Schaufelinhalt. Sie läßt deutlich erkennen, daß der 2,25 cbm-Greifer nicht für seine volle Füllung gebaut ist, da diese nur bei der feinen Kohle annähernd erreicht wurde.

Fig. 33. 1 cbm-Greifer.

Zu Fig. 30 bis 33.

Gegriffene Kohlenmengen:
- × feine Kohle
- + mittlere Kohle
- o grobe Kohle
- ◎ stückige Kohle

Die aufgetretenen Kräfte und Geschwindigkeiten.

Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse sind alle Werte auf ein Seil bezogen, demnach auf den halben Greifer, da dieser in der Flasche an zwei Seilen hing, und, soweit sie in die Greifperiode fielen, in Fig. 34 bis 41 dargestellt. Da es nicht möglich war, sämtliche Ergebnisse hier wiederzugeben, ist von allen Greifern nur der normale Fall, d. h. der Versuch ohne Belastung, bei wechselnden Kohlensorten gezeigt; um aber auch von der Gewichtswirkung ein gutes Bild zu geben, sind für den 1,75 cbm-Hone-Greifer, als den größten der neueren Ausführungen, auch die Ergebnisse für die übrigen Belastungsstufen beigefügt

Bei jedem Versuche wurden zwei Wegkurven aufgenommen, die erste für den Hubseilweg h und die zweite für die Bewegung c des Greiferkopfes. In der Greifperiode sind die Richtungen dieser Bewegungen entgegengesetzt, das Seil wird gehoben und der Greiferkopf sinkt ein; aber beim Heben sind sie die gleichen. Um den Beginn des Hebens genau bestimmen zu können, wurde der Weg des Greiferkopfes so aufgetragen, daß beide Kurven während des Hebens den gleichen Verlauf nehmen mußten (also im doppelten Maßstabe und in derselben Richtung wie das Heben). Es ließ sich so genau erkennen, daß die berechneten Konstanten der Meßgeräte mit den Versuchen übereinstimmten. Während das aufzeichnende Gerät die Wegrichtung angibt, ist diese aus den Kontaktpunkten nicht zu bestimmen; es wurde dies auch entbehrlich, da der Greiferkopf beim Greifen nur sinken und beim Aufwärtsgehen nur mit der Hubseilgeschwindigkeit steigen konnte. Solange eine Uebereinstimmung der Wegkurven nicht vorhanden war, wurde also noch gegriffen. Eine Ausnahme bildete nur der 2,25 cbm-Greifer, bei dem sich infolge des unvollkommenen Baues das Greifen bis in die Hubzeit hineinzog. Dieser Greifer hatte nicht die Kraft, sich ganz zu schließen, und hob sich deshalb — noch etwas geöffnet — von der Kohle ab, und die Beschleunigungskräfte der Hubbewegung schlossen ihn erst vollständig. Da die letzten Bewegungen mit fast unveränderlichem Seil-

zug nicht als Greifbewegungen angesehen werden konnten, wurden die Versuche mit diesem Greifer nicht weiter durchgearbeitet, zumal sich bei dieser übergehenden Bewegung ein Endpunkt für das Greifen nicht genau bestimmen ließ; ein solcher muß aber weiteren Ermittlungen zugrunde gelegt werden. Bei den andern Greifern ließ sich dieser Endpunkt sehr genau angeben, besonders da der Greiferkopf in den letzten Augenblicken des Greifens meist zur Ruhe gekommen war.

Aus der aufgezeichneten Wegkurve wurde dann die Geschwindigkeitskurve als $v = \frac{ds}{dt}$ berechnet, und aus ihr wieder

Fig. 34 bis 41. Ergebnisse

Fig. 34. 2,25 cbm-Hone-Greifer. Fig. 35 bis 39.

$K = 0$. $K = +400$. $K = +200$.

fein — mittel — grob — Stücke

Beschleunigungskräfte S_p; absolute Seilkräfte S_a; Hubseilkräfte S; Hubleistung N; Hubweg h; Einsinken des Greifers C; Beschleunigung p; Hubseilgeschwindigkeit v

die Beschleunigungskurve als $p = \frac{dv}{dt}$; letztere Kurven mußten bei vorliegenden Versuchen aufgezeichnet werden, um die Beschleunigungskräfte des Hubwerkes zu bestimmen, die gerade in der Greifzeit mit den geringeren Seilzügen und größeren Geschwindigkeitsschwankungen eine Bedeutung haben. Das einfache zeichnerische Verfahren, durch die Tangente den Weg- und den Geschwindigkeitszuwachs in 1 sk zu bestimmen, genügte vollständig.

Der Leistungs- und Kraftverbrauch wurde folgendermaßen bestimmt: Die gemessene Wattkurve ergab gemäß der Wirkungsgradkurve, Fig. 8 (S. 2008), die Leistungskurve N in

der Versuche.

1,75 cbm-Hone-Greifer.

$K = 0.$ $K = -200.$ $K = -400.$

0 0 0 0

2,0 4,0 6,0 8,0 10,0 12,0 sk

PS, und aus ihr wurde die Seilzugkurve $S = \frac{N\,75}{v}$ berechnet; bei den bereits geschilderten Verhältnissen erhielten wir volle Uebereinstimmung dieser Werte mit den in Fig. 9 aufgetragenen Kräften. Die absoluten Seilzüge S_a ergab dann das Eintragen der Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte $S_p = M p$ in die Seilzugkurve, wobei die anfangs berechnete Masse $M = 1800 \frac{\text{kg sk}^2}{\text{m}}$ eingesetzt wurde.

Fig. 40. 1,5 cbm-Hone-Greifer. $K = 0$.

Fig. 41. 1 cbm-Hone-Greifer. $K = 0$.

Der Verlauf dieser Kurven führt auf folgende Ergebnisse: Die Kurve der vom Motor abgegebenen Kraft S hat einen ganz gleichmäßigen Verlauf. Kraftänderungen durch Widerstand in der Kohle wurden nicht vom Motor, sondern durch die Masse des Windwerkes aufgenommen, die hier die Rolle eines Kraftausgleichers spielte. Bei Uebergang auf eine höhere Anlasserstufe ist die Fortsetzung der Kurve ganz entsprechend, nur bei allzu großen Ueberlastungen des Motors trat zeitweise ein geringer Kraftabfall ein. Im übrigen verlaufen die endgültigen Seilzugkurven bei allen Versuchen sehr gleichmäßig: sie beginnen mit einer Spitze, die nur als Zeigerschwingung betrachtet und als solche vernachlässigt werden muß, und steigen erst langsam und zum Schluß etwas schneller an, bis sie am Ende der Greifzeit die statische Belastung des Seiles, Eigengewicht und Nutzlast $S = G + Q$, erreicht haben. Die Genauigkeit der Messungen bestätigte sich auch hier; denn der durch die Weg

Fig. 42 bis 44. Die Eindringwege der Schaufelspitze. Maßstab 1 : 40.

Fig. 42.
1,75 cbm-Greifer.

Fig. 43.
1,5 cbm-Greifer.

Fig. 44.
1 cbm-Greifer.

kurven bestimmte Schlußpunkt des Greifens fiel immer auf den Augenblick, in dem der Seilzug unverändert blieb, d. h. das Heben begann.

Die Leistungskurve hat einen weniger gesetzmäßigen, aber etwas gleichmäßigeren Verlauf; genauere Werte können leicht den Figuren 34 bis 41 entnommen werden.

Die Geschwindigkeitskurve steigt ungefähr parabolisch an, hält sich etwas auf dem höchsten Wert und fällt dann bis zum Beginn der Hubzeit mit wachsendem Drehmoment allmählich; im allgemeinen war auch hier der Verlauf sehr gleichmäßig, plötzliche Schwankungen traten kaum auf. Ein Wechsel der Anlasserstufen verursachte natürlich eine Geschwindigkeitsteigerung.

Das Eindringen des Greiferkopfes war bei allen Greifern verschieden und ist besonders von der Ausführung der Bewegungsübertragung abhängig. Bei dem 2,25 cbm-Greifer mußte der Kopf tiefer sinken, um die richtigen Füllungen zu erhalten, während bei den andern Greifern mit weit ausladenden Schaufeln ein geringeres Sinken genügte.

Die Eindringwege der Schaufelspitze des Greifers.

Das Eindringen der einzelnen Greifer in die Kohle wurde noch einer genaueren Untersuchung unterworfen, die in Fig. 42 bis 44 wiedergegeben ist. Wie bereits erwähnt, konnten richtige Kurven für den 2,25 cbm-Greifer nicht hergestellt werden, da die Bestimmung des Schlußpunktes für den Greifvorgang zu ungenau war; ihn angenähert zu geben, hätte aber keinen Zweck, zumal die durch die andern drei Greifer erhaltenen Versuchswerte vollkommen ausreichten.

Zur Konstruktion der einzelnen Kurven sei bemerkt, daß nach jeder Sekunde die augenblickliche Stellung der Schaufel mit Hülfe der beiden Wegkurven festgestellt wurde; das verschiedene Hervorheben der Verbindungsstrecke gibt die Zeitverteilung beim Eindringen; man erhält so ein vorzügliches Bild, da die weißen und schwarzen Strecken den in einer Sekunde zurückgelegten Weg angeben und so die Geschwindigkeit der Schaufelspitze leicht erkennen lassen.

Die in den Kurven liegenden Flächen geben den unteren Teil der vom Greifer gegriffenen Kohle an; die Flächen sind natürlich der gemessenen Kohlenmenge proportional, nur muß hierbei noch berücksichtigt werden, daß der Greifer bereits durch sein Gewicht eindringt und dadurch die Flächen noch etwas vergrößert; ein Vergleich dieser Flächen mit dem Schaufelquerschnitt gibt am besten ein Bild von der Greiferfüllung.

Am wichtigsten für unsere Untersuchungen sind aber die Winkel α zur Wagerechten, s. die spätere Fig. 45, unter denen die Schaufelspitze in die Kohle eindringt; sie sind nicht abhängig von dem natürlichen Böschungswinkel, sondern für gleiche Greiferstellungen für verschiedene Versuche ganz verschieden. Sie sind bei einem bestimmten Greifer abhängig von seinem Gewicht und vor allem von der Stückgröße und sonstigen Beschaffenheit des Fördergutes; je schwerer der Greifer und je feiner die Kohle, um so größer ist der Winkel α, dessen Verlauf in der gemeinsamen Zusammenstellung der Kurven für die einzelnen Greifer, Fig. 42 bis 44, sehr leicht zu erkennen ist. Eine bessere Uebersicht für die einzelnen Werte ließ sich nicht geben, da sie bei jedem Versuch ebenso wie das Gewicht der gegriffenen Kohle vielen Schwankungen unterworfen sind. Indes tritt der geschilderte Einfluß aus der gegebenen Darstellung klar zutage. (Schluß folgt)

(Schluß folgt)

Zur Theorie der Riementriebe.[1]

Von Professor **W. Maier** in Stuttgart.

Betrachtet man einen Riementrieb zunächst im Ruhezustand, jedoch belastet, wie in Fig. 1 angegeben, so ist im unteren Riementrum die Spannung S_1, im oberen die Spannung S_2. Die im unbelasteten Riementrieb im oberen und unteren Trum unter der Spannung S_0 gleich langen Riemenelemente — etwa 1 cm Riemenlänge — verlängern sich infolge der Elastizität des Riemenmateriales bei Belastung mit der Umfangskraft P im unteren Riementrum, während sie sich im oberen Trum zusammenziehen.

Fig. 1.

Belasteter Riementrieb, langsam laufend.

Läßt man nun den Riementrieb in dem nach Fig. 1 belasteten Zustande langsam laufen, so wandern die einzelnen Riemenelemente abwechselnd vom oberen nach dem unteren Trum und vom unteren nach dem oberen. Beim Uebergang über die getriebene Scheibe erfährt also jedes einzelne Element eine Verlängerung und beim Uebergang über die treibende Scheibe eine entsprechende Verkürzung. Bei der zulässigen Annahme gleichförmiger Drehgeschwindigkeiten der Scheiben, welche für die Betrachtung gleich groß angenommen sind, eilt also das Riemenmaterial beim Uebergang über die getriebene Scheibe dieser vor, erfährt somit eine Beschleunigung, während beim Uebergang über die treibende Scheibe der Riemen hinter dieser zurückbleibt und eine entsprechende Verzögerung erleidet.

Wird nun die Drehzahl der Scheiben gesteigert, so treten zu den bisher wirkenden Kräften noch weitere mit der Steigerung der Drehzahl an Einfluß zunehmende hinzu. Bei der üblichen Theorie der Riementriebe wird die eine dieser Kräfte, die »Zentrifugalkraft«, berücksichtigt, während die andern, infolge der Beschleunigung und Verzögerung der Riemenmasse in tangentialer Richtung auftretenden Massenkräfte unberücksichtigt bleiben. Bei Riementrieben mit hohen Geschwindigkeiten dürfen diese nicht vernachlässigt werden.

Fig. 2.

Riemenelement auf raschlaufender Scheibe.

Ein Riemenelement befinde sich auf der getriebenen Scheibe unter dem Winkel φ, s. Fig. 2. Die Spannungen in den freien Riementrumen seien S_1 und S_2, die Spannung unter dem Winkel φ sei S; unter dem Winkel $(\varphi + d\varphi)$ ist alsdann die Spannung $(S + dS)$. Auf das Riemenelement wirkt ferner nach auswärts die Zentrifugalkraft dC und in tangentialer Richtung die Kraft dK als Trägheitskraft entgegen der Bewegung, im Sinne von S_2[2].

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 35 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2] Auf der treibenden Scheibe wirkt dK ebenfalls in gleicher Richtung wie S_2, hier aber entsprechend der Verzögerung im Sinne der Bewegung.

Es ist
$$dC = r\,d\varphi\,\frac{q}{g}\,v^2\,\frac{1}{r}$$
$$= \frac{q}{g}\,v^2\,d\varphi,$$

wenn q kg das Gewicht des Riemens für 1 m Länge und v m/sk die Umfangsgeschwindigkeit ist.

Die Kräfte S und $S + dS$ ergeben eine nach innen gerichtete Kraft
$$dN = S\,d\varphi,$$

die sich unter dem Einfluß der Zentrifugalkraft vermindert auf
$$dN - dC = \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi,$$

und dadurch wird die Umfangskraft
$$dP = \mu\,(dN - dC) = \mu\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi$$

am Riemen entgegen der Bewegung erzeugt, wenn μ der Reibungskoeffizient ist.

Es ergibt sich nun als Gleichgewichtsbedingung in tangentialer Richtung an dem Riemenelement:
$$S\cos\frac{d\varphi}{2} + dK + dP = (S + dS)\cos\frac{d\varphi}{2},$$

d. h.
$$dK + dP = dS$$

oder
$$dS = \mu\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi + dK \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Für die Bestimmung von dK kann näherungsweise das bisher übliche Gesetz der Spannungsänderung am laufenden Riemen angenommen werden. Die Geschwindigkeitszunahme des Riemenelementes während der nächstfolgenden Zeiteinheit ist dann die Beschleunigung p des Elementes unter dem Winkel φ, so daß
$$dK = dm\,p = r\,d\varphi\,\frac{q}{g}\,p.$$

Die Winkelgeschwindigkeit, mit der sich die Scheibe dreht, sei ω, und in t sk nach Eintritt des Elementes in den Winkel φ mit der Spannung S sei S_t die Spannung des Elementes. Nach dem angenäherten Spannungsgesetz muß dann sein:
$$\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) e^{\mu\omega t} = S_t - \frac{q}{g}\,v^2,$$
$$S_t = \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) e^{\mu\omega t} + \frac{q}{g}\,v^2,$$

und die Spannung im Riemenelement hat zugenommen um den Betrag
$$S_t - S = \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) e^{\mu\omega t} + \frac{q}{g}\,v^2 - S$$
$$= \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu\omega t} - 1\right).$$

Dieser Zunahme der Spannung entspricht eine Spannungsänderung, bezogen auf 1 qcm Riemenquerschnitt:
$$\sigma = \frac{1}{F}\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu\omega t} - 1\right),$$

und damit eine spezifische Dehnung
$$\varepsilon = \frac{\alpha}{F}\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu\omega t} - 1\right),$$

wenn α der Dehnungskoeffizient des Riemenmateriales ist.

Fig. 3.
Beschleunigungsfläche.

Trägt man nun in einem Koordinatennetz mit AB als Abszissenachse, s. Fig. 3, $AB = r\omega$ auf, wobei A sich auf der Scheibe unter dem Winkel φ befinden soll, so entspricht die Strecke AB der durch A innerhalb 1 sk unter der Spannung S hindurchgelaufenen Riemenmasse, und das zur Zeit 0 nach A kommende Riemenelement befindet sich nach t sk bei C, entsprechend der in dieser Zeit eingelaufenen Riemenlänge $AC = r\omega t$.

Trägt man im Punkte C die spezifische Dehnung ε auf, so ergibt sich die Linie AD der ε wie eingezeichnet, wenn man ε für alle Werte von t bestimmt. Das Element der Fläche
$$r\omega\,dt\,\varepsilon = r\,d\varphi\,\varepsilon$$

stellt alsdann die Längenänderung des Elementes $r\,d\varphi$ während der Zeit t dar. Die gesamte Verschiebung, die das Element $r\,d\varphi$ in der Zeit $t = 1$ erfährt, ist dann die Summe der Verlängerung sämtlicher während 1 sk in dem Punkt A unter dem Winkel φ eingelaufenen Elemente $r\,d\varphi$, d. h. die Verschiebung des Elementes nach Verlauf von 1 sk ist gleich dem Inhalt der Fläche ABD.

Um diese Verschiebung nimmt also bei A die Geschwindigkeit jedes Riemenelementes innerhalb 1 sk zu; es herrscht daher in A eine Beschleunigung gleich dem Inhalt der Fläche ABD, d. h.
$$p = \int_{t=0}^{t=1} r\omega\,dt\,\varepsilon = \int_{t=0}^{t=1} r\omega\,dt\,\frac{\alpha}{F}\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu\omega t} - 1\right)$$
$$= r\omega\,\frac{\alpha}{F}\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\int_{t=0}^{t=1}\left(e^{\mu\omega t} - 1\right) dt$$
$$p = \frac{r}{\mu}\,\frac{\alpha}{F}\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu\omega} - 1 - \mu\omega\right) \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Damit wird
$$dK = dm\,p$$
$$= r\,d\varphi\,\frac{q}{g}\,\frac{r}{\mu}\,\frac{\alpha}{F}\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu\omega} - 1 - \mu\omega\right)$$
$$= \frac{r^2}{\mu}\,\frac{q_1}{g}\,\alpha\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu\omega} - 1 - \mu\omega\right) d\varphi,$$

wenn $q = q_1 F$, d. h. q_1 = Gewicht des Riemens in kg für 1 qcm Querschnitt und 1 m Länge.
$$dK = c\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

wenn
$$c = \frac{r^2}{\mu}\,\frac{q_1}{g}\,\alpha\left(e^{\mu\omega} - 1 - \mu\omega\right) \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Nun ist nach Gl. (1)
$$dS = \mu\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi + c\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi$$
$$= \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi\,(\mu + c)$$
$$= \left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi\,\mu_1,$$

wenn
$$\mu_1 = \mu + c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$
$$\frac{dS}{S - \frac{q}{g}\,v^2} = \mu_1\,d\varphi$$
$$\mu_1\,\varphi\,\Big|_{\varphi=0}^{\varphi=\beta} = \ln\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right)\Big|_{S=S_2}^{S=S_1}$$
$$\mu_1\,\beta = \ln\frac{S_1 - \frac{q}{g}\,v^2}{S_2 - \frac{q}{g}\,v^2}$$
$$S_1 - \frac{q}{g}\,v^2 = \left(S_2 - \frac{q}{g}\,v^2\right) e^{\mu_1\beta} \quad . \quad . \quad (6).$$

Nun ist
$$S_1 = P + S_2 + \int_{\varphi=0}^{\beta} dK$$
$$\int_{\varphi=0}^{\varphi=\beta} dK = \int_{\varphi=0}^{\beta} c\left(S - \frac{q}{g}\,v^2\right) d\varphi.$$

Nach Gl. (6) mit
$$S - \frac{q}{g}\,v^2 = \left(S_2 - \frac{q}{g}\,v^2\right) e^{\mu_1\varphi}$$

folgt
$$\int_{\varphi=0}^{\varphi=\beta} dK = c\left(S_2 - \frac{q}{g}\,v^2\right)\int_{\varphi=0}^{\varphi=\beta} e^{\mu_1\varphi}\,d\varphi$$
$$= \frac{c}{\mu_1}\left(S_2 - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu_1\beta} - 1\right) \quad . \quad . \quad (7).$$

Damit wird

$$S_1 = P + S_2 + \frac{c}{\mu_1}\left(S_2 - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu_1 \beta} - 1\right)$$

und

$$S_2 = \frac{S_1 - P + \frac{c}{\mu_1}\,\frac{q}{g}\,v^2\left(e^{\mu_1\beta} - 1\right)}{1 + \frac{c}{\mu_1}\,e^{\mu_1\beta} - \frac{c}{\mu_1}}\,.$$

Wird dieser Wert von S_2 in Gl. (6) eingesetzt, so folgt:

$$P = \left(S_1 - \frac{q}{g}\,v^2\right)\frac{e^{\mu_1\beta} - 1}{e^{\mu_1\beta}}\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right) \quad . \quad . \quad (8),$$

und mit

$$P = k_n F$$
$$S_1 = k_1 F$$
$$q = q_1 F$$

ergibt sich die Nutzspannung k_n in kg/qcm Riemenquerschnitt:

$$k_n = \left(k_1 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)\frac{e^{\mu_1\beta} - 1}{e^{\mu_1\beta}}\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right) \quad . \quad . \quad (I),$$

worin nach Gl. (5)

$$\mu_1 = \mu + c$$

und nach Gl. (4)

$$c = \frac{r^2}{\mu}\,\frac{q_1}{g}\,\alpha\left(e^{\mu\omega} - 1 - \mu\,\omega\right).$$

Spannung im ziehenden Trum:

$$k_1 = k_n \frac{e^{\mu_1\beta}}{\left(e^{\mu_1\beta} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)} + \frac{q_1}{g}\,v^2 \quad . \quad . \quad (II).$$

Spannung im gezogenen Trum:

$$k_2 = k_n \frac{1}{\left(e^{\mu_1\beta} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)} + \frac{q_1}{g}\,v^2 \quad . \quad . \quad (III).$$

Für $v = 0$ bezw. $\omega = 0$ ist $c = 0$, also $\mu_1 = \mu$; somit Spannungen im Ruhezustande:

$$k_n = k_1 \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (Ia).$$

$$k_1 = k_n \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (IIa).$$

$$k_2 = k_n \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (IIIa).$$

Daraus Achsdruck im Ruhezustand für 1 qcm Riemenquerschnitt bei $\beta = \pi$

$$2\,k_0 = k_1 + k_2 = k_n \frac{e^{\mu\pi} + 1}{e^{\mu\pi} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad (IV),$$

oder auch

$$2\,k_0 = k_1 \frac{e^{\mu\pi} + 1}{e^{\mu\pi}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (IVa),$$

k_0 = Vorspannung des Riemens in kg/qcm.

Fig. 4.

Achsbelastung bei raschlaufendem Riemen.

Der Achsdruck w_h bezw. w_v (bezogen auf 1 qcm Riemenquerschnitt) im Betrieb ergibt sich nach Fig. 4, wobei wiederum $\beta = \pi$ angenommen ist[1]:

$$w_h + \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dC_1 \sin\varphi = k_1 + k_2 + \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dK_1 \cos\varphi \quad . \quad (9),$$

$$w_v = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dC_1 \cos\varphi + \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dK_1 \sin\varphi \quad . \quad . \quad (10),$$

dC_1 und dK_1 ebenfalls bezogen auf 1 qcm Riemenquerschnitt.

Nach Gl. (7) ist

$$\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dK_1 \cos\varphi = c\left(k_2 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} e^{\mu_1\varphi}\cos\varphi\,d\varphi$$

$$= -\frac{\mu_1}{1 + \mu_1^2}\left(e^{\mu_1\pi} + 1\right)c\left(k_2 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)$$

$$= -\frac{\mu_1}{1 + \mu_1^2}\left(e^{\mu_1\pi} + 1\right)c\,\frac{k_n}{\left(e^{\mu_1\pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)},$$

$$\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dC_1 \sin\varphi = 2\,\frac{q_1}{g}\,v^2$$

$$k_1 + k_2 = k_n \frac{e^{\mu_1\pi} + 1}{\left(e^{\mu_1\pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)} + 2\,\frac{q_1}{g}\,v^2;$$

damit

$$w_h + 2\,\frac{q_1}{g}\,v^2 = k_n \frac{e^{\mu_1\pi} + 1}{\left(e^{\mu_1\pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)} + 2\,\frac{q_1}{g}\,v^2 - \frac{\mu_1}{1 + \mu_1^2}\left(e^{\mu_1\pi} + 1\right)c\,\frac{k_n}{\left(e^{\mu_1\pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)}.$$

$$w_h = k_n \frac{e^{\mu_1\pi} + 1}{\left(e^{\mu_1\pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)}\left(1 - \frac{\mu_1}{1 + \mu_1^2}\,c\right) \quad . \quad (V)$$

oder auch

$$w_h = \left(k_1 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)\frac{e^{\mu_1\pi} + 1}{e^{\mu_1\pi}}\left(1 - \frac{\mu_1}{1 + \mu_1^2}\,c\right) \quad . \quad (Va).$$

Für den Achsdruck in senkrechter Richtung:

$$w_v = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dC_1 \cos\varphi + \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dK_1 \sin\varphi$$

ergibt sich mit

$$\int_{\varphi=}^{\varphi=\pi} dC_1 \cos\varphi = 0$$

und

$$\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dK_1 \sin\varphi = c\left(k_2 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} e^{\mu_1\varphi}\sin\varphi\,d\varphi$$

$$= \frac{1}{1 + \mu_1^2}\left(e^{\mu_1\pi} + 1\right)c\left(k_2 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)$$

$$w_v = 0 + \frac{1}{1 + \mu_1^2}\left(e^{\mu_1\pi} + 1\right)c\left(k_2 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)$$

$$= \frac{k_n\left(e^{\mu_1\pi} + 1\right)}{\left(e^{\mu_1\pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)}\,c\,\frac{1}{1 + \mu_1^2} \quad . \quad . \quad . \quad (VI),$$

oder auch

$$w_v = \left(k_1 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)\frac{e^{\mu_1\pi} + 1}{e^{\mu_1\pi}}\,\frac{c}{1 + \mu_1^2} \quad . \quad (VIa).$$

Die Verschiebung s' — Voreilen — eines zur Zeit 0 auf die getriebene Scheibe auflaufenden Riemenelementes gegenüber der Scheibe ergibt sich entsprechend der Ableitung der Gl. (2) mit dem Gesetz der Spannungsänderung nach Gl. (6) zu

$$s' = \frac{r}{\mu_1}\,\frac{\alpha}{F}\left(S_2 - \frac{q}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu_1\beta} - 1 - \mu_1\beta\right)$$

$$= \frac{r}{\mu_1}\,\alpha\left(k_2 - \frac{q_1}{g}\,v^2\right)\left(e^{\mu_1\beta} - 1 - \mu_1\beta\right).$$

Nach Gl. (III) ist

$$k_2 - \frac{q_1}{g}\,v^2 = \frac{k_n}{\left(e^{\mu_1\beta} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)},$$

[1] Ich behalte mir vor, auf den allgemeinen Fall mit beliebiger Uebersetzung noch zurückzukommen.

womit $$s' = \frac{r}{\mu_1} \alpha \left(e^{\mu_1 \beta} - 1 - \mu_1 \beta\right) \frac{k_n}{\left(e^{\mu_1 \beta} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)}.$$

Bei gleichen Scheibendurchmessern, also $\beta = \pi$, entsteht die gleiche Verschiebung — Zurückbleiben — auf der treibenden Scheibe, so daß auf den durchlaufenen Bogen $r\pi$ der treibenden Scheibe ein gesamter Wegverlust der getriebenen Scheibe von

$$2 s' = 2 \frac{r}{\mu_1} \alpha \left(e^{\mu_1 \pi} - 1 - \mu_1 \pi\right) \frac{k_n}{\left(e^{\mu_1 \pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)}$$

entsteht; oder in Teilen des durchlaufenen Bogens $r\pi$ erhält man den »Schlupf« als verhältnismäßigen Geschwindigkeitsverlust zu

$$s = 2 \frac{\alpha}{\mu_1 \pi} \left(e^{\mu_1 \pi} - 1 - \mu_1 \pi\right) \frac{k_n}{\left(e^{\mu_1 \pi} - 1\right)\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)} \quad . \quad \text{(VII)}.$$

Damit ist aber auch der Wirkungsgrad des reinen Riementriebes — ohne Lagerreibung und Luftreibung — bestimmt zu

$$\eta = 1 - s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{(VIII)}.$$

Die vorstehend entwickelten Gleichungen ergeben sich aus der reinen Reibungswirkung bei Berücksichtigung der Massenkräfte.

Unter dem Einfluß der tangential auftretenden Massenkräfte $\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} dK_1$, die einen Teil der Spannung k_1 des ziehenden Trumes aufzehren, wird nun auf der getriebenen Scheibe die lebendige Kraft jedes auflaufenden Riemenelementes erhöht. Der Zunahme der lebendigen Kraft muß im ziehenden Trum eine Erhöhung der Spannung k_1 um einen Betrag k_m entsprechen, dessen Arbeitswert $k_m s'$, wenn s' wiederum die ganze Verschiebung des Elementes auf der Scheibe bedeutet, der von dem Riemenelement aufgenommenen Beschleunigungsarbeit A gleich ist.

Läuft zur Zeit $t = 0$ ein Riemenelement auf die getriebene Scheibe auf, so ergibt sich unter dem Winkel φ, s. Fig. 4, eine Verschiebung

$$s_\varphi = \frac{r}{\mu_1} \alpha \left(k_2 - \frac{q_1}{g} v^2\right)\left(e^{\mu_1 \varphi} - 1 - \mu_1 \varphi\right) \quad . \quad (11).$$

Die Massenkraft unter dem Winkel φ ergibt sich aus der Entwicklung der Gleichung (7), bezogen auf 1 qcm Riemenquerschnitt, zu

$$d K_1 = c \left(k_2 - \frac{q_1}{g} v^2\right) e^{\mu_1 \varphi}\, d\varphi \quad . \quad . \quad . \quad (12).$$

Damit wird unter dem Winkel φ am Riemenelement eine Beschleunigungsarbeit geleistet von

$$d A_\varphi = d K_1\, s_\varphi$$
$$= c \left(k_2 - \frac{q_1}{g} v^2\right)^2 \frac{r}{\mu_1} \alpha \left(e^{\mu_1 \varphi} - 1 - \mu_1 \varphi\right) e^{\mu_1 \varphi}\, d\varphi \quad (13),$$

und auf die ganze Umschlingung kommt zur Wirkung

$$A = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} d A_\varphi = c \left(k_2 - \frac{q_1}{g} v^2\right)^2 \frac{r}{\mu_1} \alpha \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} \left(e^{\mu_1 \varphi} - 1 - \mu_1 \varphi\right) e^{\mu_1 \varphi}\, d\varphi \quad (14),$$

d. h.

$$A = c \left(k_2 - \frac{q_1}{g} v^2\right)^2 \frac{r}{\mu_1} \alpha \left[\frac{1}{2\mu_1}\left(e^{2\mu_1 \pi} - 1\right) - \pi e^{\mu_1 \pi}\right] \quad (15).$$

Dieser Zunahme an lebendiger Kraft entspricht nun an der Ablaufstelle des Riemens von der getriebenen Scheibe die Spannung k_m, deren Größe sich aus $k_m s' = A$ mit

$$s' = \frac{r}{\mu_1} \alpha \left(k_2 - \frac{q_1}{g} v^2\right)\left(e^{\mu_1 \pi} - 1 - \mu_1 \pi\right)$$

bestimmt zu

$$k_m = c \left(k_2 - \frac{q_1}{g} v^2\right) \frac{\frac{1}{2\mu_1}\left(e^{2\mu_1 \pi} - 1\right) - \pi e^{\mu_1 \pi}}{e^{\mu_1 \pi} - 1 - \mu_1 \pi} \quad \text{(IX)}.$$

Diese Spannung k_m, bezogen auf 1 qcm Riemenquerschnitt, kann als die Summe aller auf dem ganzen Umfang der Scheibe entsprechend der jeweiligen Zunahme der lebendigen Kraft auftretenden Schleuderkräfte angesehen werden, die auf die getriebene Scheibe treibend einwirken [1])

[1]) Gehrckens hat bekanntlich wiederholt auf die Erscheinung einer solchen Schleuderwirkung hingewiesen.

Damit geht die Nutzspannung über in den Wert

$$k = k_n + k_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{(X)}.$$

Die Spannung im ziehenden Trum erhöht sich entsprechend um den Betrag k_m auf

$$k_z = k_1 + k_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{(XI)}.$$

Durch die Zunahme der Spannung des ziehenden Trums erhöht sich aber auch die durch Gl. (V) bestimmte Achsbelastung w_h um den gleichen Betrag, so daß sich in wagerechter Richtung eine gesamte Achsbelastung von

$$w = w_h + k_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{(XII)}$$

ergibt.

Auf der treibenden Scheibe wirkt die Kraft k_m, da dort eine Verzögerung der Riemenmasse auftritt, hemmend und muß durch eine entsprechende Mehrleistung der treibenden Scheibe, die dem Riemen um s' voreilt, überwunden werden. Während also der Riemen auf die getriebene Scheibe eine Schleuderwirkung ausübt, muß umgekehrt die treibende Scheibe eine Schleuderwirkung auf den Riemen ausüben.

Die Linie der k_n nach Gl. (I) mit den Nebengleichungen (4) und (5) zeigt für zunehmende Geschwindigkeit den in Fig. 5 dargestellten Verlauf unter der Annahme eines einfachen Riemens [1]) auf einer Scheibe mit einem Durchmesser

Fig. 5.

Riemendiagramm bei konstanter Vorspannung, ohne Massenwirkung.

$D = 2500$ mm, Uebersetzung 1 : 1 und bei einer für alle Geschwindigkeiten als zulässig angesehenen Spannung des Riemens im ziehenden Trum von $k_1 = 40$ kg/qcm. Bei einem Grenzwerte des Reibungskoeffizienten von $\mu = 0{,}28$ ist alsdann die Vorspannung k_0 nach Gl. (IVa) zu $k_0 = 28{,}3$ kg für 1 qcm Riemenquerschnitt bestimmt.

Die Linie der k_2 nach Gl. (III) geht bei etwa $v = 50$ m/sk Geschwindigkeit nahezu in die Linie der Zentrifugalkräfte $\frac{q_1}{g} v^2$ über. Die Linien der Werte k_n und k_2 nach Grashof sind zum Vergleich gestrichelt eingetragen. Mit zunehmender Geschwindigkeit weichen die Werte von k_n und k_2 nach den Gleichungen (I) und (III) infolge der auftretenden tangentialen Massenkräfte erheblich von den Grashofschen Linien ab. Die Linie der Massenkräfte ergibt sich nach Gl. (7) in Verbindung mit Gl. (III) aus

$$\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} d K_1 = \frac{c}{\mu_1} \frac{k_n}{\left(1 - \frac{c}{\mu_1}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad \text{(XIII)},$$

bezogen auf 1 qcm Riemenquerschnitt.

Wie ersichtlich, wachsen die Werte der $\int dK_1$ für größere

[1]) Der hier angenommene einfache Riemen ist den Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 56 und 57 S. 49 entnommen. Bei einer Breite von 375 mm hat er einen Querschnitt von 13 qcm und ein Gewicht von 1,25 kg für 1 m Länge. Der Dehnungskoeffizient ist mit $\alpha = {}^1/_{3000}$ eingeführt.

Geschwindigkeiten sehr stark an, so daß das gezogene Trum seine Nutzspannung nahezu verliert und dadurch sich die Möglichkeit des vollständigen Schlaffwerdens im praktischen Betrieb ergibt. In diesem Falle wird der Spannung $\left(k_1 - \frac{q_1}{g} v^2\right)$ des ziehenden Trums nur noch durch die tangential wirkenden Massenkräfte das Gleichgewicht gehalten, und das Spannungsverhältnis

$$e^{\mu' \pi} = \frac{k_1 - \frac{q_1}{g} v^2}{k_2 - \frac{q_1}{g} v^2}$$

ergibt scheinbar einen sehr großen Wert μ' des Reibungskoeffizienten μ. Die tangential wirkenden Massenkräfte erklären also die Beobachtung, daß mit zunehmender Geschwindigkeit eine Adhäsionswirkung erscheint.

Die Massenkräfte dK_1 treten auf der ganzen Umschlingung auf und halten einem Teil der Spannung k_1 das Gleichgewicht, ohne daß dadurch aber eine der Entspannung des gezogenen Trums gleichwertige nutzbare Umfangskraft hervorgerufen wird, da der Umschlingungswinkel der einzelnen Kräfte dK_1 von π bis auf den Wert 0 herabsinkt. Die tangential wirkenden Massenkräfte setzen also in bezug auf Reibungswirkung die Leistungsfähigkeit des Riemens herab, was in Fig. 5 dadurch zum Ausdruck kommt, daß die Linie der k_n nach Gl. (I) für größere Geschwindigkeiten erheblich unterhalb der Grashofschen Linie verläuft.

In Fig. 5 sind ferner noch die Linien der Achsbelastungen w_h und w_v eingetragen und zum Vergleich die Linie der Achsdrücke im Leerlauf mit $2k_0 - 2\frac{q_1}{g} v^2$, sowie die Linie des sich nach der Grashofschen Theorie ergebenden Achsdruckes in belastetem Zustand[1]) hinzugefügt.

Fig. 6.

Riemendiagramm bei konstanter Vorspannung, mit Massenwirkung.

In Fig. 6 ist dann zu der Linie der k_n der Figur 5 nach Gl. (IX) die Linie der k_m eingezeichnet. Man erkennt, daß die Massenwirkung bei dem angenommenen Durchmesser von $D = 2500$ mm nach Ueberschreiten einer Geschwindigkeit von 20 m/sk allmählich auftritt und mit der angenommenen Vorspannung bei etwa $v = 50$ m/sk einen größten Wert erreicht. Die Linien der k und k_z ergeben sich nach (X) und (XI). Die Erhöhung der Nutzspannung von k_n auf k geht also auf Kosten einer Erhöhung der Spannung im ziehenden Trum, während die Spannung im gezogenen Trum nicht weiter beeinflußt wird. Gleichzeitig geht aber auch der Achsdruck w_h nach Gl. (XII) auf den Wert w hinauf. Gegenüber der Figur 5 rückt damit der Achsdruck wieder über die Linie des Leerlaufes $2k_0 - 2\frac{q_1}{g} v^2$, was mit dem vorliegenden Material über Riemenversuche in bezug auf die Erscheinung übereinstimmt, daß meist der Achsdruck im belasteten Zustand größer als der des Leerlaufes beobachtet wurde.

In Fig. 7 sind die Verhältnisse noch für ein — bis 40 m/sk Geschwindigkeit — steigendes k_1 gegeben[1]). Man erkennt

Fig. 7.

Riemendiagramm bei steigender Vorspannung bis zu $v = 40$ m/sk.

Fig. 8. Belastungsdiagramm.

[1]) Die Grashofsche Theorie fordert in belastetem Zustand einen Achsdruck $2k_0 - \frac{q_1}{g} v^2 \frac{e^{\mu\pi} + 1}{e^{\mu\pi}}$, also größer als der Wert $2k_0 - 2\frac{q_1}{g} v^2$, der sich nur für den Leerlauf mit $\mu = 0$ einstellt; s. a. meine Zuschrift vom 17. Juli, Z. 1912 S. 2039.

[1]) Es ist hier die gleiche Steigerung für k_1 angenommen, wie in der Abhandlung des Hrn. Prof. Kammerer in Z. 1912 S. 208 Fig. 4. Man erkennt beim Vergleich dieser Figur mit Fig. 7, daß der Charakter des Verlaufes der Kurven der Nutzspannungen derselbe ist.

deutlich den großen Anteil der Massenwirkung bei größerer Geschwindigkeit, so daß die Linie der k für Geschwindigkeiten bis 50 m/sk nur einen geringen Abfall aufweist. Man erkennt aber auch, daß die Beanspruchung des Riemens im ziehenden Trum bis auf etwa 70 kg für 1 qcm Riemenquerschnitt hinaufgeht. Der Achsdruck unterschreitet für die hier angenommenen Verhältnisse die Linie des Leerlaufes zwischen 40 und 60 m/sk Geschwindigkeit, erhebt sich aber bei noch größeren Geschwindigkeiten wieder über diese Linie. In Fig. 8 sind die Verhältnisse noch für eine bestimmte Geschwindigkeit — $v = 50$ m/sk — dargestellt und der Verlauf der maßgebenden Kurven in Funktion des Reibungskoeffizienten μ aufgetragen. Kennzeichnend ist das scharfe Abwenden der Kurve der k_n von einem bestimmten Wert $\mu = 0{,}198$ ab. Bis zu diesem steigt die Kurve der k_n nahezu proportional mit dem Reibungswert μ, alsdann kommen aber die Massenkräfte zur Geltung, was in der Linie der k_m zum Ausdruck kommt. Die Linie der k_2 sinkt mit zunehmendem μ mehr und mehr auf den der Fliehkraft entsprechenden Wert herunter, womit wieder das Schlaffwerden des gezogenen Trums erscheint. Der Wert von k_s geht auf etwa 65 kg für 1 qcm Riemenquerschnitt hinauf. Die Erhöhung der Spannung k_1 des ziehenden Trumes um k_m auf k_s hat ein Längen des Riemens zur Folge, da nur der Wert k_1 der Gesamtspannung durch die dem Riemen gegebene Vorspannung ausgeglichen wird. Mit zunehmender Belastung wird daher auch das ziehende Trum einen Durchhang aufweisen, während sich im gezogenen Trum, da die Nutzspannung nahezu verschwindet, mehr und mehr Wellenbildung einstellen wird[1].

Zusammenfassung.

Es wird eine Theorie der Riementriebe gegeben, die die Massenwirkung des Riemens berücksichtigt. Es zeigt sich, daß diese nicht vernachlässigt werden darf, und daß sich damit die bei großen Geschwindigkeiten auftretenden eigenartigen Erscheinungen erklären lassen.

[1]) s. a. die Beobachtungen von Gehrckens in Z. 1900 S. 1509 u. f.

Der Bewegungswiderstand von Eisenbahnfahrzeugen zu Beginn des Anfahrens.[1])

Von Regierungsbaumeister **H. v. Glinski** in Leipzig.

Während über den Bewegungswiderstand von Eisenbahnfahrzeugen während der Fahrt viele Versuche ausgeführt und ihre Ergebnisse bekannt gegeben sind, ist bisher, soweit ich weiß, über den Widerstand zu Beginn des Anfahrens, über die Kraft, die aufgewendet werden muß, um ein Eisenbahnfahrzeug bei verschwindend geringer Beschleunigung in Bewegung zu setzen, im Zusammenhange noch nichts veröffentlicht worden. Dieser Bewegungswiderstand ist jedoch für den Eisenbahnbetrieb nicht ohne Bedeutung. Die Schwierigkeiten, die der Lokomotivführer oft überwinden muß, um einen Zug in Gang zu setzen, liegen nicht immer, wie oft angenommen wird, nur an einer für das Anfahren ungünstigen Stellung der Steuerung, sondern auch an dem überraschend hohen Bewegungswiderstand zu Beginn der Anfahrt. Die Kenntnis dieses Widerstandes ist auch für die Bemessung von Spill- und Windenanlagen zum Bewegen von Eisenbahnfahrzeugen notwendig.

Ich hatte Gelegenheit, eine größere Anzahl von Versuchen zum Feststellen des Bewegungswiderstandes zu Beginn des Anfahrens auszuführen. Wenn diese auch nur als Betriebsversuche von verhältnismäßig geringer Genauigkeit anzusehen sind, wenn auch nicht alle Einflüsse, die auf den Widerstand einwirken, eingehend untersucht werden konnten, scheint mir doch die Bekanntgabe der Ergebnisse von Nutzen zu sein. Die Messungen wurden so ausgeführt, daß eine schwächere Dampflokomotive mit einem geschickten Lokomotivführer unter Zwischenschaltung eines Federdynamometers vor das oder die Fahrzeuge gespannt wurde. Die Federspannung des Dynamometers wurde ganz langsam und stetig so weit gesteigert, bis die Fahrzeuge eben anfingen, sich in Bewegung zu setzen. Dann wurde die ziehende Lokomotive gebremst. Versuche, bei denen ruckweise angezogen wurde, so daß nennenswerte Beschleunigungskräfte auftraten, sind außer Betracht gelassen worden, ebenso auffällig hohe Werte des Widerstandes, die auf die Lage eines Rades vor einem Schienenstoß zurückzuführen waren. Die Neigungen der Gleise, auf denen die Messungen ausgeführt wurden, sind bei der Auswertung berücksichtigt worden.

Das Dynamometer reichte bis 10 t und hatte eine Teilung von 250 zu 250 kg, die mit ausreichender Genauigkeit Ablesungen von 50 zu 50 kg ermöglichte. Eine Eichung in dem Versuchsbereich durch angehängte Normalgewichte zeigte nicht den geringsten Fehler.

Das Dynamometer ist für die Messungen von den Siemens-Schuckert-Werken zur Verfügung gestellt worden, wofür auch an dieser Stelle gedankt sei. Im Laufe der Messungen wurde gefunden, daß der Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens in hohem Maße von der Zeit der Ruhe vor dem Versuch abhängt. Nach einer Ruhe von 10 min ist jedoch der Höchstwert des Widerstandes schon angenähert erreicht; er wächst auch während einer Ruhe von mehreren Tagen nicht mehr beträchtlich an.

Einen weniger großen, aber immerhin merkbaren Einfluß hat das Anfeuchten der Räder und Schienen.

Die Ergebnisse der Versuche sind dementsprechend in den Zahlentafeln 1 bis 6 nach 3 Gruppen geordnet worden:

A) Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens nach längerer Ruhe bei trocknen Rädern und Schienen;

B) Einfluß der Ruhezeit auf den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens;

C) Einfluß des Anfeuchtens und des Oelens der Schienen und Räder auf den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens.

Bei den Dampflokomotiven ist darauf geachtet worden, daß auch die Zylinderhähne geöffnet waren, um Luftpumpenarbeit in den Dampfzylindern auszuschließen.

Zahlentafel 1 zeigt für Dampflokomotiven mit Schlepptender geringe Schwankungen der Widerstandswerte für 1 t und etwas größere Werte für Güterzuglokomotiven, als für Personen- und Schnellzuglokomotiven. Es liegt nahe, den größeren Widerstand der Güterzuglokomotiven auf die größere Anzahl gekuppelter Achsen zurückzuführen.

Zahlentafel 2 für Dampf-Tenderlokomotiven bestätigt diese Vermutung jedoch gar nicht. Die T_5-Lokomotive hat nur 2 gekuppelte Achsen und dabei den höchsten Widerstandswert für 1 t; dagegen zeigt die T_{15}-Lokomotive, obwohl sie 5 gekuppelte Achsen und dazu das verwickelte Hagans-Gestänge hat, einen auffällig niedrigen Widerstandswert.

Die vorliegenden Versuchsergebnisse bieten keine Unterlagen für eine befriedigende Erklärung der auffälligen aus Zahlentafel 2 ersichtlichen Unterschiede zwischen den Lokomotivgattungen und auch zwischen den einzelnen Lokomotiven der gleichen Gattung. Zur Erklärung könnte vielleicht die Vermutung beitragen, die durch den Unterschied zwischen den Widerstandswerten für Tenderlokomotiven und für Lokomotiven mit Schlepptender sowie auch durch eine später zu erörternde Feststellung gestützt wird, daß die Räder der Tenderlokomotiven sich im geraden Gleise nicht so regelmäßig einstellen wie die Räder der Lokomotiven mit Schlepptender, die durch die Kupplung mit dem Tender eine bessere Führung haben.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Zahlentafel 1 bis 4.
Der Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens nach längerer Ruhe bei trocknen Rädern und Schienen.

Zahlentafel 1.
Dampflokomotiven mit Schlepptender.

Nr.	Betriebsnummer der Lokomotive	Gewicht der Lokomotive t	Gewicht des Tenders t	Gewicht zus. t	Widerstand kg	Widerstand kg/t	durchschnittlich für die betreffende Lokomotivgattung kg/t
	1) G_5 1 C-Naßdampf-Güterzuglokomotive.						
1	4166 Halle	51	32	83	1750	21,1	20,3
2	4057 »	50	32	82	1600	19,5	
	2) G_8 D-Heißdampf-Güterzuglokomotive.						
3	4813 Halle	59	40	99	2100	21,2	rd. 22
4	4816 »	59	40	99	2250	22,7	
	3) G_{10} E-Heißdampf-Güterzuglokomotive[1]).						
5	5405 Erfurt	70	41	111	2400	21,7	21,7
	4) P_3 1 B-Naßdampf-Personenzuglokomotive.						
6	1612 Halle	36	28	64	1200	18,8	18,8
	5) P_6 1 C-Heißdampf-Personenzuglokomotive.						
7	2103 Halle	59	43	102	1800	17,6	18
8	2108 »	59	44	103	1900	18,4	
	6) S_6 2 B-Heißdampf-Schnellzuglokomotive.						
9	609 Magdeburg	60	50	110	2100	19,1	19,1

Zusammen 9 Lokomotiven mit 853 t Gesamtgewicht und 17100 kg Gesamtwiderstand.

Durchschnittlich für eine Lokomotive mit Schlepptender **20 kg/t.**

[1]) Räder und Schienen nicht ganz trocken.

Zahlentafel 2.
Dampflokomotiven ohne besondern Tender.

Nr.	Betriebsnummer der Lokomotive	Gewicht t	Widerstand kg	Widerstand kg/t	durchschnittlich für die betreffende Lokomotivgattung kg/t
	1) T_5 1 B 1-Naßdampf-Tenderlokomotive.				
1	6618 Halle	52	1750	33,7	33,7
	2) T_9 1 C-Naßdampf-Tenderlokomotive.				
2	7280 Halle	60	1700	28.3	24,7
3	7376 »	60	1750	29.2	
4	7378 »	60	1000	16,7	
	3) T_{12} 1 C-Heißdampf-Tenderlokomotive.				
5	7706 Halle	65	2000	30,8	26,7
6	7707 »	65	1900	29.2	
7	7710 »	65	1300	20,0	
	4) T_{15} E-Naßdampf-Tenderlokomotive.				
8	8004 Halle	67	1300	19.4	19,4
	5) T_{16} E-Heißdampf-Tenderlokomotive.				
9	8102 Halle	75	2000	26.7	26,7

Zusammen 9 Lokomotiven mit 569 t Gesamtgewicht und 14700 kg Gesamtwiderstand.

Durchschnittlich für eine Tenderlokomotive rd. **26 kg/t.**

Alle den Messungen unterworfenen Dampflokomotiven waren eingelaufen. Für nicht eingelaufene Lokomotiven ist der Widerstand zu Beginn des Anfahrens nach Zahlentafel 3 erheblich höher als für eingelaufene.

Zahlentafel 3 gibt Versuchsergebnisse für elektrische Lokomotiven ohne Zahnradübersetzung und mit Blindwellenübertragung wieder. Die Widerstandswerte sind auch für

Zahlentafel 3.
Elektrische Lokomotiven mit Blindwellenübertragung.

Nr.	Betriebsnummer der Lokomotive	Achsenanordnung	Anzahl der Triebmaschinen	Anzahl der Blindwellen	Gewicht t	Widerstand kg	Widerstand kg/t
1	E. S. 1 Halle	2 B 1	1	1	74	2000	27.1
2	E. G. 502 »	D	1	1	64	2200	34.4
3	E. G. 504 »[1])	D	1	1	62	3000	48.5
4	E. G. 505 »[1])	D	1	1	66	2500	37.8
5	Mittenwald-Lok. der AEG	1 C	1	1	53	1500	28,3
6	Lötschberg-Lok. der AEG[1])	1 B + B 1	2	2	99	3500	36.4

[1]) nicht eingelaufen.

Die 3 Lokomotiven Nr. 1, 2 und 5 waren eingelaufen; bei einem Gesamtgewicht von 191 t betrug ihr Gesamtwiderstand 5700 kg; im Durchschnitt ist danach der Widerstand für eine eingelaufene elektrische Lokomotive mit Blindwellenübertragung gleich rd. **30** kg/t.

Die Lokomotiven Nr. 3 und 4 waren sehr wenig, die Lokomotive Nr. 6 war noch gar nicht im Betriebe gewesen, diese 3 Lokomotiven waren noch nicht eingelaufen; ihr Gesamtgewicht betrug 224 t, ihr Gesamtwiderstand 9000 kg; im Durchschnitt ist danach der Widerstand für eine nicht eingelaufene elektrische Lokomotive mit Blindwellenübertragung gleich rd. **40** kg/t.

Zahlentafel 4. Wagen.

Nr.	Zahl der Wagen	Zahl der Achsen	Gewicht t	Widerstand kg/t	Bemerkungen
	1) Güterwagen.				
1	—	43	277	8,9	die Wagen setzten sich nacheinander in Bewegung
	2) dreiachsige Personenwagen.				
2	1	3	16,9	21.2	
3	2	6	33.9	13,7	
4	10	30	172,0	11,6	
	3) vierachsige Personenwagen.				
5	1	4	31,5	22	
6	1	4	36.3	20.5	
7	1	4	37,0	21	
8	2	8	68,4	13	
9	5	20	170.0	12.8	
10	9	36	336.2	12,5	

die eingelaufenen Lokomotiven recht hoch. Es ist bei der Beurteilung der Werte zu beachten, daß die elektrischen Lokomotiven mit Tenderlokomotiven in Vergleich zu stellen sind und daß ferner auch die eingelaufenen elektrischen Lokomotiven noch keine großen Laufwege geleistet hatten (zwischen 4000 und 48000 km).

Der in Zahlentafel 4 enthaltene Widerstandswert für Güterwagen ist ein Zufallswert. Der Zug aus 43 Güterachsen war so fest wie möglich gekuppelt, wie es Güterzüge nie sind. Trotzdem gelang es nicht, alle Wagen gleichzeitig in Bewegung zu setzen. Der höchste Widerstand trat erst auf, nachdem die vorderen Wagen sich bereits in Bewegung gesetzt hatten. Wenn alle Wagen nach längerer Ruhe gleichzeitig in Gang gebracht werden müssen, etwa wenn ein Güterzug stark gestreckt in einer scharfen Steigung steht, muß man wohl auch bei Güterwagen wie bei Personenwagen mit rd. 12 kg/t rechnen.

Der auffallende Unterschied im Widerstande für 1 t bei 1 und bei 2 Wagen ist wiederholt festgestellt worden, obwohl bei allen Versuchen mit mehreren Personenwagen nicht der geringste Zeitunterschied im Anfahren der zusammengekuppelten Wagen festzustellen war. Daß für einen einzigen

angehängten Wagen der zusätzliche Widerstand, auf 1 t des angehängten Gewichtes bezogen, viel geringer ist als für weitere angehängte Wagen, spricht für die schon früher ausgesprochene Vermutung, daß das Zusammenkuppeln eines Fahrzeuges mit einem zweiten eine regelmäßigere Einstellung der Räder des ersten Fahrzeuges im geraden Gleis bewirkt, so daß ein Fahrzeug im geraden Gleis bei der Verkupplung mit einem zweiten dem Anfahren einen geringeren Widerstand entgegensetzt, als wenn es nicht mit einem andern Fahrzeuge zusammengekuppelt ist.

Zahlentafel 5.
Einfluß der Ruhezeit auf den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens.

I. Lokomotiven.

Nr.	Gattung und Betriebsnummer	Zeit der Ruhe vor der Anfahrt min	Widerstand kg/t
1	G_{10} 5405 Erfurt	1	12,6
		3	17,1
		10	19,8
		mehrere Stunden	21,7
2	P_3 1612 Halle	4	11,7
		7	14,1
		mehrere Stunden	18,8
3	P_6 2108 Halle	1/2	9,7
		1 1/2	9,7
		2	12,6
		4	17,4
		mehrere Stunden	18,4
4	T_9 7376 Halle	3	18,4
		mehrere Stunden	29,0
5	T_{12} 7707 Halle	1/2	12,3
		2	12,3
		4	15,4
		10	29
		mehrere Stunden	29

II. Dreiachsige Personenwagen.

10 Wagen, 30 Achsen, 172 t { nach 3 min Ruhe Widerstand 6,2 kg/t
» 5 » » » 8,2 »
» 10 » » » 11,5 »
» 15 » » » 11,6 »

Zahlentafel 5 zeigt, daß der Einfluß der Zeit auf den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens sehr groß ist. In allen Fällen war in 10 min der Höchstwert schon fast erreicht. Ein Gesetz für die Steigerung des Widerstandes mit der Ruhezeit bis 10 min hat nicht festgestellt werden können.

Aufenthalte von 1 bis 2 min haben in der Regel keine erhebliche Steigerung des Bewegungswiderstandes zu Beginn des Anfahrens zur Folge. Nach einem kurzen Aufenthalt ist der Widerstand angenähert halb so groß, wie in den Zahlentafeln 1 bis 4 für das Anfahren nach längerer Ruhe angegeben.

Die vorliegenden Zusammenstellungen zeigen, wie sehr das Anfahren eines Zuges nach einem längeren Aufenthalt durch den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens erschwert werden kann. Hat z. B. eine S_6-Lokomotive in einem wagerechten und geraden Gleis vor einem gestreckten Zuge von 300 t Wagengewicht längere Zeit gestanden, so hat sie für sich und den Zug zu Beginn des Anfahrens durchschnittlich einen Widerstand von $110 \times 20 + 300 \times 12 = 5800$ kg zu überwinden, wofür ihre Zugkraft garnicht ausreicht. Die Lokomotive wird also zunächst rückwärts fahren müssen, um die Wagen aneinander zu drücken.

Zur Verringerung der Schwierigkeiten und zur Vermeidung der Zeitverluste durch das Zusammendrücken des Zuges ist es erwünscht, daß der Zug nicht gestreckt steht, daß also vor dem Halten des Zuges an der Zugspitze eine wenn auch nur kleine Bremswirkung länger aufrecht erhalten wird als im übrigen Zuge. Diese Forderung kann mit einer von der Zugbremse unabhängigen Zusatzbremse an der Lokomotive erfüllt werden. Mit der Einführung dieser Zusatzbremse, die auch wesentlich andern Zwecken dient, ist jetzt bei der preußisch-hessischen Eisenbahnverwaltung begonnen worden.

Soweit es bei den Versuchen hat festgestellt werden können, fällt der Widerstand schon nach einer Anfahrstrecke von wenigen Metern auf den Wert für die Fahrt herab.

Zahlentafel 6 gibt das Ergebnis einiger Versuche über den Einfluß des Anfeuchtens und Oelens der Schienen und Räder auf den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens wieder. Die Zahl für geölte Räder und Schienen ist weniger zuverlässig, da Zweifel bestehen, ob das Oel auch zur vollen Wirkung gekommen ist. Alle Messungen, über die berichtet worden ist, sind bei Temperaturen über + 10° ausgeführt. Bei scharfem Frost wird der Widerstand größer sein.

Zahlentafel 6.
Einfluß des Anfeuchtens und Oelens der Schienen und Räder auf den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens.

Nr.	Bezeichnung der Fahrzeuge	Widerstand nach längerer Ruhe bei trocknen Schienen und Rädern kg/t	genäßten kg/t	geölten kg/t	Abnahme des Widerstandes vH
1	H_8 4813	21,2	17,7	—	16,5
2	H_8 4816	22,7	20,2	—	11
		22,7	—	21,2	6,5
3	T_9 7376	29	23,3	—	19,7
4	T_{15} 8004	19,4	16,4	—	15,5
		19,4	—	16,4	15,5
5	10 dreiachsige Personenwagen	11,6	10,3	—	11,2

Durchschnittliche Abnahme des Widerstandes
durch das Anfeuchten rd. 15 vH
» » Oelen » 11 ».

Differential-Verbund-Bandkupplung.[1]

Von Ingenieur F. Springer in Karolinental.

Bei den gewöhnlichen Bandbremsen wird gewöhnlich das ziehende Bandende an einem der beiden Kupplungsteile aufgehängt, während das gezogene durch Hebel, Keile oder Federn angespannt wird. Diese Vorrichtungen verursachen häufig Axialdrücke und große Reibungswiderstände in der Ausrückvorrichtung. Bei den Differentialbremsen hängt das Band entweder an einem doppelarmigen oder an einem zusammengesetzten Hebel. Die Differentialbremse hat nun die Eigenschaft, sich selbsttätig zu spannen, wenn das Hebelverhältnis $\leqq e^{f\alpha}$ ist. In diesem Falle spannt sich das Band plötzlich, wenn es mit der Bremsscheibe in Berührung kommt, während einer der beiden Teile umläuft. Bei den ersten Differential-Bandkupplungen[1]) diente ein Keil zum Ausrücken, während beim Einrücken der Bandhebel durch eine Blattfeder verdreht wurde. Diese Anordnung findet sich mehrere Jahre später als Patentanspruch bei einer Differential-Bandkupplung mit geteilten Bremsbändern. Später wurde eine Ausrückvorrichtung ohne Feder angewendet[2]). Auch diese Konstruktion erforderte große Vorsicht beim Einrücken, so daß man wieder davon abgekommen ist.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Maschinenteile) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[1]) »Der praktische Maschinen-Konstrukteur« 1889 S. 180.
[2]) Z. 1896 S. 405.

Bandkupplungen mit einem Bremsbande verursachen ferner einseitige Drücke und sind daher zur Verbindung zweier Wellenenden nicht gut geeignet. Dem hat man dadurch abgeholfen, daß man entweder zwei entgegengesetzt aufgehängte Bänder nebeneinander oder mehrteilige Bänder in einer Ebene anordnete. Die erstere Bauart hat den Vorteil, daß sie bei gleicher Leistung schwächer und daher leichter ist.

Fig. 1 und 2. Differential-Verbund-Bandkupplung.

Bei der vorliegenden Differential-Verbund-Bandkupplung, Fig. 1 und 2, sind zwei nebeneinander liegende Bremsbänder angeordnet und durch das Ausrückzeug miteinander verbunden. Diese Kupplung verbindet zwei Wellenenden und kann dabei gleichzeitig als Riemen- oder Seilscheibe dienen. Gewöhnlich ist auf der Antriebwelle I die Bremsscheibe *a* angeordnet, während auf der zeitweise in oder außer Betrieb zu setzenden Welle II das Gehäuse *b* mit der darauf verschiebbaren Muffe *c* und dem angeschraubten Tragringe *d* sitzt. Zwischen Gehäuse *b* und Tragring *d* sind die Drehbolzen *e* gelagert, auf denen doppelarmige Bandhebel *f* und f_1 mit Einlegkeilen und Stellschrauben befestigt sind. Die Bandhebel tragen mittels Stellschrauben die Bolzen *g* und die Querstücke *h*, woran die Enden der Bremsbänder *i* und i_1 hängen. Die Bremsbänder sind bei *h* mit Gewinde und Muttern versehen und lassen sich genau einstellen, damit sich die Bremsdrücke ausgleichen. Außer dem Bandhebel *f* sitzen auf den Querstücken *h* die drehbaren Köpfe *k*, welche durch die gebogenen Doppelschienen *l* mit der Ausrückmuffe *c* verbunden sind. Damit die Bremsbänder im ausgerückten Zustande nicht pendeln und sich einseitig gegen die Bremsscheibe legen, sind vier Bolzen *m* angeordnet, die nur soviel Spielraum gewähren, wie das Ausrücken bedingt. Der Ausrückhub der Muffe ist durch Scheibe *n* begrenzt. Die Welle I wird im Gehäuse *b* mittels einer Büchse aus Phosphorbronze geführt; doch können auch beide Wellenenden nur bis zu den Kupplungsnaben reichen, s. Fig. 4. Die Ausrückvorrichtung ist als Kniehebelgetriebe ausgebildet, so daß sich die Muffe durch die Reibung zwischen Bremsscheibe und Bremsbändern nicht selbsttätig verschieben kann. Dadurch wird ein stoßfreies Einrücken gesichert, wenn die Muffe nicht mutwillig rasch angeschoben wird.

Die Bauart in Fig. 3 und 4 dient ebenfalls zur Verbindung zweier Wellenenden, hat aber eine andre Lagerung der Bandhebel und eine andre Ausrückvorrichtung. Das Gehäuse ist hier auch auf dem Umfange durchbrochen. Der Deutlichkeit wegen ist in Fig. 3 die Bremsscheibe weggelassen. Bis auf die geänderten Teile sind die Bezeichnungen dieselben wie bei Fig. 1 und 2. Hier sind die Bandhebel *f* dreiarmig und die Drehbolzen *e* anstatt in dem Tragringe *d* in Augen d_0 gelagert. Beim Einrücken wird die Muffe *c* zurückgezogen, wobei die Bandhebel durch die Schraubenfedern *s* verdreht werden. Die Federn lassen sich durch die mit Gewinde und Doppelmuttern versehenen Federhaken *o* genau einstellen, und ihre Spannung wird so bemessen, daß sich die Bandhebel auch ungeölt sicher verdrehen und sich die Bänder nicht etwa plötzlich an die Bremsscheibe anlegen. Beim Ausrücken drücken die entsprechend geformten Daumenbolzen *p* gegen die Rollen *r* an den Bandhebeln *f*, wodurch die Bandhebel zurückgedreht und somit die Bremsbänder verlängert werden. Beim Einstellen der Bandlängen zieht man die Muffe zurück und spannt oder verkürzt die Bremsbänder, bis sie fest an den Bremsscheiben anliegen und sich die Rollen *r* gegen die Daumenbolzen *p* stützen. Dann ist die Muffe vollständig zurückzuziehen, damit ein gewisser Spielraum zwischen den Daumenbolzen *p* und den Rollen *r* entsteht und die Bremsbänder weiter selbsttätig angespannt werden können.

Fig. 3 bis 5. Differential-Verbund-Bandkupplung.

Dehnungen oder Verlängerungen der aus Flußeisen hergestellten Bremsbänder sind bei der geringen Abnutzung der Bänder sowie der gußeisernen Bremsscheibe in absehbarer Zeit nicht zu befürchten, da die Beanspruchung bei der höchsten zulässigen Belastung der Welle 450 kg/qcm nicht überschreitet. Bei Kraftmaschinenkupplungen, wo die Bänder auf der Bremsscheibe häufig schleifen, wird die Beanspruchung niedriger gehalten.

Die Bandhebel sind nahe am Umfang der Bremsscheibe

gelagert und kurz gehalten, um einen großen Umspannungswinkel und geringe Gehäusedurchmesser zu erzielen. Die Bandhebel sind so bemessen, daß die Kupplung auch bei fettiger Oberfläche der Bremsscheibe sicher wirkt. Sämtliche Bauteile sind symmetrisch ausgebildet, damit man die Drehrichtung jederzeit leicht ändern kann. Die Bauart nach Fig. 3 bis 5 kann auch als geräuschlos regelnde Kraftmaschinenkupplung verwendet werden. Treibt man z. B. die Welle I durch einen Zusatzmotor und die Welle II durch den Hauptmotor an, und eilt die Bremsscheibe voraus, so wirkt die Kupplung so lange, wie die Kraft des Zusatzmotors nötig wird. Sinkt dann der Kraftbedarf, so daß der Hauptmotor voreilt, so werden die Bremsbänder selbsttätig ausgelöst, weil dann das Gehäuse der Kupplung als treibender Teil wirkt, und die Bänder gleiten so lange auf der Bremsscheibe, bis der Beharrungszustand wieder hergestellt ist.

Fig. 6 bis 8. Spannungen in Differential-Verbund- und Differential-Bandkupplungen.

Die Kupplung hat sich bisher in mehreren Ausführungen gut bewährt; auch bei Hauptantrieben von Schwimmbaggern und als Riemenscheibenkupplung mit wechselnder Drehrichtung hat sie sich trotz häufigen Ein- und Ausrückens sowie ebenso häufiger Drehwechsel seit Jahren als zuverlässig erwiesen. Sie wird bisher in Oesterreich von der M.-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co. in Prag-Karolinental und von der k. k. priv. Maschinenfabrik L. Zieleniewski A.-G. in Krakau ausgeführt.

Für einen Vergleich der Bremsbandspannungen bei der vorstehend beschriebenen Kupplung mit denjenigen einer Differential-Bandkupplung mit zwei in einer Ebene angeordneten Bremsbändern dienen die Figuren 6 bis 8; darin ist:

- R der Halbmesser der Bremsscheibe,
- H die Entfernung des Hebeldrehpunktes von Mitte Bremsscheibe,
- a und b die Schenkellängen des zweiarmigen Bandhebels,
- e die Basis der natürlichen Logarithmen $= 2{,}7183$,
- f die Reibungsziffer zwischen Bremsband und Bremsscheibe $= 0{,}18$,
- α der Teil des vom Bremsband umspannten Bremsscheibenumfanges,
- P die am Bremsscheibenumfange wirkende Kraft
- Z die Spannung im ziehenden Bremsbandende,
- z die Spannung im gezogenen Bremsbandende.

Dann ist für Fig. 6 $\alpha = 0{,}5 + \beta + \beta_1$, wobei

$$\sin \beta = \frac{R-a}{H} \text{ und } \sin \beta_1 = \frac{R-b}{H} \text{ ist.}$$

Bei Anwendung nur eines Bremsbandes wird bekanntlich

$$Z = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} P \text{ und } z = \frac{P}{e^{f\alpha}-1},$$

und der Banddruck wirkt einseitig auf die Bremsscheibe.

Zur Berechnung der Kupplung Fig. 1 bis 5 dient Fig. 6, wobei der Deutlichkeit wegen nur ein Bremsband dargestellt ist.

Das Umspannungsverhältnis α beträgt hier $0{,}71$ bis $0{,}75$ und soll im Mittel mit $\alpha = 0{,}73$ eingesetzt werden, wobei $e^{f\alpha} = 2{,}28$ wird. Die Spannungen in einem der beiden nebeneinander liegenden und entgegengesetzt aufgehängten Bremsbänder werden

$$Z = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} \frac{P}{2} = 0{,}9\ P \text{ und } z = \frac{P}{2\,(e^{f\alpha}-1)} = 0{,}4\ P.$$

Bei der Kupplung nach Fig. 7 und 8 mit zwei in einer Ebene liegenden Bremsbändern ist dagegen nur ein Umspannungsverhältnis $\alpha = 0{,}38$ erreichbar, so daß $e^{f\alpha} = 1{,}58$ wird. Die Spannungen in einem Bande werden hier

$$Z = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} \frac{P}{2} = 1{,}44\ P \text{ und } z = \frac{P}{2\,(e^{f\alpha}-1)} = 0{,}94\ P.$$

Es ist somit erwiesen, daß die Konstruktion nach Fig. 1 bis 5 bei gleicher Kraftleistung weniger beansprucht wird als diejenige nach Fig. 8. Sie ist aber auch, was die Ausführung betrifft, einfacher, da bei der Kupplung nach Fig. 8 vier winkelarmige Bandhebel a und b bei c durch Gleitstücke verbunden und außerdem die doppelarmigen Hebel d durch die Stangen e gekuppelt werden, damit eine starre Verbindung der beiden Bremsbänder hergestellt wird. Die Bandlängen sind nicht nachstellbar, was eine peinlich genaue Ausführung bedingt. Die Praxis hat ergeben, daß die Verbindung der beiden Bremsbänder untereinander, vergl. Fig. 3 und 4, nicht nötig ist, wenn die Federn und Bandlängen richtig eingestellt sind. Bei ungleicher Abnutzung starr verbundener und nicht einstellbarer Bremsbänder kann der Bremsdruck des einen Bandes leicht ausbleiben, so daß ein Band die ganze Kraft zu übertragen hat und der Bremsdruck einseitig wirkt.

Volumenänderungen des Betons und dabei auftretende Anstrengungen in Beton- und Eisenbetonkörpern.[1]

Von **Otto Graf.**

(Mitteilung aus der Materialprüfungsanstalt an der Königl. Technischen Hochschule Stuttgart.)

Beton, der feucht gehalten wird, vergrößert bekanntlich sein Volumen, während Beton, der austrocknet, sein Volumen vermindert.

Die Bedeutung, welche diesen Vorgängen insbesondere beim Eisenbetonbau zukommt, und der Umstand, daß die Verwendung des Betons und Eisenbetons mehr und mehr in den Aufgabenkreis auch des Maschineningenieurs eintritt, gaben Veranlassung, hier kurz auf dahingehende Untersuchungen zu verweisen.

Die folgenden Beispiele sind aus Versuchen entnommen, die seit rd. 6 Jahren in der Materialprüfungsanstalt an der Königl. Technischen Hochschule Stuttgart ausgeführt wurden; sie enthalten Feststellungen über die Größe der Volumenänderungen des Betons und Zementmörtels, ferner Beobachtungen über die hiermit zusammenhängenden Erscheinungen.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Materialkunde) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandsporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

1) Volumenänderungen von Beton bei Wasserlagerung und bei Luftlagerung[1]).

In Fig. 1 sind zu dem Alter der Probekörper als Abszissen die Längenänderungen als Ordinaten aufgetragen. Der obere Linienzug in Fig. 1 zeigt die Verlängerungen von Körpern, welche unter Wasser aufbewahrt wurden (nasse Lagerung); der untere Linienzug gibt die Verkürzungen von Körpern an, die an der Luft gelagert wurden (trockene Lagerung).

lichem Einfluß erwies; im Alter von 3 Jahren betrug die Verkürzung von Mörtelkörpern, hergestellt mit Zement von rd. 12, rd. 17 vH Rückstand auf dem Sieb von 4900 Maschen [auf 1 qcm
1,80 1,38 mm.

3) Volumenänderungen von Mörtel und Beton verschiedener Zusammensetzung.

Die Verkürzung von 2 Jahre alten, trocken gelagerten Körpern fand sich:

Fig. 1.
Längenänderungen von Betonkörpern mit 400 qcm Querschnitt und 1 m Länge.

Zusammensetzung des Betons: 1 Raumteil Zement »A«, 4 Raumteile Rheinsand und Rheinkies (in dem Mischungsverhältnis von 3 Teilen Sand und 2 Teilen Kies). Würfelfestigkeit des Betons im Alter von rd. 7 Monaten: 288 kg/qcm.

Aus Fig. 1 erhellt, daß die Verlängerungen und Verkürzungen über die ganze Dauer der Beobachtung, die sich bis jetzt auf 6 Jahre erstreckt, zugenommen haben.

Von den insgesamt ermittelten Aenderungen entfallen auf das erste Jahr

bei den unter Wasser gelagerten Körpern $\frac{0,080}{0,177} \cdot 100 = 45$ vH,

» » an der Luft » » $\frac{0,410}{0,512} \cdot 100 = 80$ ».

Die Verlängerungen bei Wasserlagerung sind bedeutend kleiner als die Verkürzungen bei trockener Lagerung.

Weitere Beobachtungen lassen erkennen, daß die Geschwindigkeit der Volumenänderungen unter sonst gleichen Verhältnissen abhängig sein kann von den Querschnittsabmessungen der Körper, der Temperatur und Feuchtigkeit der Luft, den Luftströmungen, denen die Körper ausgesetzt sind u. s. f.

2) Volumenänderungen der Körper bei Verwendung verschiedener Zemente.

In Fig. 2[2]) sind in gleicher Weise wie in Fig. 1 die Ergebnisse von Körpern aus Zementmörtel, die an der Luft gelagert haben, dargestellt. Die beiden Linienzüge gelten für Körper, welche mit zwei verschiedenen Portlandzementen hergestellt wurden. Auf der Ordinate der 2 Jahre alten Körper findet sich ferner die Verkürzung angegeben, welche Körper geliefert haben, zu denen ein Eisenportlandzement verwendet worden ist.

Aus Fig. 2 ergibt sich, daß für die drei Zemente sehr verschiedene Volumenänderungen ermittelt wurden.

Inwieweit hierbei die Zusammensetzung des Zements, die Herstellungsweise u. s. f. in Betracht kommen, sei zunächst dahingestellt. Beispielsweise sei erwähnt, daß sich bei andern Versuchen die Mahlfeinheit des Zementes von erheb-

Fig. 2.
Verkürzungen von Mörtelkörpern, hergestellt mit 3 verschiedenen Handelszementen.

Zusammensetzung des Mörtels:
1 Teil Zement, 2 Teile Rheinsand von 0 bis 7 mm Korngröße.
Lagerung der Probekörper:
3 Tage unter nassen Stücken, dann an der Luft (trockene Lagerung).

	Zement	»g«	»f«	»s«	
Rückstand auf dem Siebe	900 Maschen auf 1 qcm .	0,7	0,2	0,1	vH
	4900 » » 1 » .	12,6	16,7	11,2	»
Erhärtungsbeginn nach		4	5	4½	Stunden
Bindezeit		9	9½	8½	»
Temperaturerhöhung der Abbindeprobe . .		6,0	3,3	6,8	°C
Zugfestigkeit	(im Alter von 28 Tagen; 1 Tag in feuchter Luft, 27 Tage unter Wasser)	30,5	28,4	33,5	kg/qcm
Druckfestigkeit		348	291	310	»

[1]) Vergl. C. Bach und O. Graf, Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1909 Heft 72 bis 74 S. 99 u. f., sowie »Armierter Beton« 1909 S. 352 u. f.; ferner im Handbuch für Eisenbetonbau, 2. Aufl., 1. Bd. 1912 S. 322 u. f.

[2]) Die Versuche nach Fig. 2 sind im Auftrag der Firma Wayß & Freytag A.-G. in Neustadt an der Hardt zur Durchführung gelangt. Vergl. Moersch, Der Eisenbetonbau, 4. Aufl. 1912 S. 88.

bei Verwendung von Zement	»A«	»g«	»f«	»s«	
für Körper aus reinem Zement zu . . .	—	2,885	2,465	1,917	mm auf 1 m,
für Körper aus 1 Teil Zement und 2 Teilen Rheinsand zu . .	—	1,372	1,087	0,878	» » 1 »,
für Körper aus 1 Teil Zement und 4 Teilen Kiessand zu . . .	0,435	—	—	—	» » 1 ».

Körper mit geringerem Zementgehalt lieferten somit kleinere Verkürzungen[1]).

4) Einfluß der Eiseneinlagen auf die Volumenänderungen des Betons.

Sind in dem Beton Eisenstäbe eingebettet, so widerstehen diese infolge ihres Gleitwiderstandes den Längenänderungen des Betons. Damit entstehen bei trockener Lagerung Zugspannungen im Beton, Druckspannungen im Eisen, bei feuchter Lagerung Druckspannungen im Beton, Zugspannungen im Eisen.

Fig. 3 zeigt die gemessenen Verlängerungen (oberer Linienzug) und Verkürzungen (unterer Linienzug) der Eisenstäbe in Körpern mit Querschnitt nach Fig. 4[2]).

Fig. 3.

Längenänderungen der Eiseneinlage in Körpern mit Querschnitt nach Fig. 4.

Zusammensetzung des Betons wie bei den Körpern nach Fig 1.

Fig. 4.

Unter Zugrundelegung eines Dehnungskoeffizienten für Flußeisen zu $^1/_{2100000}$ ergibt sich die durchschnittliche Spannung, die in der Einlage der 6 Jahre alten Körper wachgerufen wird,

nach feuchter Lagerung zu $\frac{0,080}{1000} \cdot 2\,100\,000 = 168$ kg/qcm (Zuganstrengung),

nach trockener Lagerung zu $\frac{0,225}{1000} \cdot 2\,100\,000 = 472$ kg/qcm (Druckanstrengung).

In Uebereinstimmung mit diesen Feststellungen steht die Beobachtung, daß bei trocken gelagerten Eisenbetonbalken die Risse im Beton der Zugzone unter erheblich kleinerer Last auftreten als bei feucht gelagerten Balken[1]). Wenn bei solchen Balken befürchtet wird, daß durch die Risse — namentlich mit dem abwechselnden Oeffnen und Schließen derselben durch Belastungsänderungen — Rauchgase oder andre rostbildende Einflüsse an das Eisen gelangen können und daß damit eine bedenkliche Schädigung desselben möglich sei, so kann darauf verwiesen werden, daß die Risse bei sachgemäßer Anordnung der Bewehrung sehr fein auftreten und bis zu hohen Beanspruchungen des Eisens fein bleiben[2]). In Sonderfällen erscheint es übrigens möglich, durch besondere Vorkehrungen, z. B. durch Anstreichen, das Oeffnen der Risse in der Zugzone von Eisenbetonbalken zu verzögern oder die Risse zu schließen, sofern dies für nötig erachtet wird.

5) Spannungen im unbewehrten Beton beim Austrocknen oder Durchfeuchten desselben.

Beim Wechsel des Feuchtigkeitszustandes, der natürlich in verschiedenem Abstand von der Oberfläche verschieden sein kann, rufen die Unterschiede der entsprechenden Volumenänderungen (Vergrößerung des Volumens im feuchten Teil der Körper, Verminderung im trocknen Teil derselben) Spannungen hervor, so daß sich selbst beim unbewehrten Körper Zugspannungen im trockenen Teil des Querschnittes, Druckspannungen im feuchten Teil desselben einstellen. Die damit in gewisser Richtung eintretende Verminderung der Widerstandsfähigkeit kann z. B. bei Zugversuchen sehr erheblich ausfallen[3]). Die Vorgänge schieben sich übereinander und werden überdies durch Temperaturunterschiede beeinflußt, was namentlich bei Feststellung des Wärmeausdehnungskoeffizienten von Beton zu berücksichtigen ist.

[1]) Diese Unterschiede sind z. B. von Bedeutung, wenn fetter Mörtel auf älteren mageren Beton aufgetragen wird, weil der erstere sich mehr zusammenziehen will als der letztere. Dazu tritt noch der Einfluß des Sandgehaltes auf die Elastizität des Zementmörtels (vergl. C. Bach, Z. 1896 S. 1388 u. f., ferner C. Bach und O. Graf, »Armierter Beton« 1911 S. 309 u. f.).

[2]) Vergl. C. Bach und O. Graf, Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1909 Heft 72 bis 74 S. 99 u. f., sowie »Armierter Beton« 1909 S. 352 u. f.

[1]) Vergl. C. Bach und O. Graf, Heft 72 bis 74 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1909 S. 63 und 68 (Einfluß der Dauer der Luftlagerung bei 45 Tage alten Balken), S. 64 (Einfluß des Zements), sowie in Heft 95 1910 S. 24 (Einfluß des Mischungsverhältnisses). Ueber den Einfluß der Vorspannungen auf die Widerstandsfähigkeit von Eisenbetonbalken vergl. ferner Heft 90 und 91 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1910 S. 61 u. f.

[2]) Mitteilungen über Rißmessungen sind u. a. enthalten in Heft 9, 10, 12 und 20 des Deutschen Ausschusses für Eisenbeton, sowie im Handbuch für Eisenbetonbau 2. Aufl. 1912 1. Bd. S. 350 u. f.

[3]) Vergl. C. Bach und O. Graf, Heft 72 bis 74 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1909 S. 104 u. f., sowie »Armierter Beton« 1909 S. 355 u. f., 1910 S. 284 u. f.

Ist das Verstemmen der Dampfkessel-Nietnähte innen allgemein vorzuschreiben?[1])

Von **C. Bach**.

Die Deutschen Bauvorschriften für Schiffskessel schreiben vor: »Alle Nähte sind wenn möglich von innen und außen zu verstemmen«. Bei Beratungen, die in jüngster Zeit über den Antrag stattgefunden haben, auch bei Landdampfkesseln das innere Verstemmen ganz wie bei Schiffskesseln zu verlangen, konnte ich beobachten, daß die Schädigung, welche das Blech beim Verstemmen zu erfahren pflegt, ziemlich allgemein ganz ungenügend gewürdigt wird, weshalb ich mir im Interesse der Sicherheit des Kesselbetriebes an dieser Stelle gestatte, die Aufmerksamkeit auf diesen Punkt zu lenken.

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfkessel) werden an Mitglieder des Vereines und an Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 15 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

Bei Verwendung des früher ausschließlich benutzten scharfen Stemmeisens besteht — wie allbekannt — die Gefahr, daß das Blech durch Einkerbung verletzt wird, wie das z. B. Fig. 1, der Wirklichkeit entnommen, deutlich erkennen läßt. Das abgerundete Stemmeisen, das man an Stelle des scharfen zweckmäßigerweise verwendet, drückt das

Fig. 1.

Material nicht bloß gegen die abzudichtende Fläche, sondern unterstützt auch das Abdichten durch Stauchung des freien Blechendes. Aber auch hier ist mit dem Verstemmen eine örtliche Quetschung des Materials — in wissenschaftlichem Sinne eine örtliche Ueberschreitung der Streck- oder Quetschgrenze — verbunden, die eine Verminderung der Zähigkeit an der betroffenen Stelle des Bleches zur Folge hat. Von diesem Gesichtspunkte aus erscheint die — aus der Zeit des Schweißeisens stammende und für dieses Material weniger bedenkliche — Auffassung, daß es sich ganz allgemein empfiehlt, die Nietnähte der Dampfkessel nicht bloß außen, sondern auch innen zu verstemmen, nicht einwandfrei und — bei nicht ganz sorgfältiger Stemmarbeit — sogar bedenklich, wie z. B. ein Blick auf Fig. 2 lehrt. Hier findet bei *a* und bei *b*, sowie bei *e* und *d*, also jeweils an zwei einander gerade gegenüberliegenden Stellen, eine Schädigung des Materials statt (Verminderung der Zähigkeit an der Oberfläche, Hervorrufung von Spannungen, so daß sich die zu übertragenden Kräfte ungleichmäßig über den Querschnitt verteilen); infolgedessen hier der Entstehung von Rissen Vorschub geleistet werden kann, was gewissen Erfahrungen entspricht.

Fig. 2.

Inwieweit man auf vollständig sorgfältige Stemmarbeit, namentlich im Innern, wohin das Auge des Prüfenden häufig nicht gelangt, ausnahmslos wird rechnen dürfen, möchte ich den mit der Ausführung und Prüfung solcher Arbeiten Vertrauten zur Beurteilung überlassen. Ich persönlich stehe auf dem Standpunkt, daß man wie ganz allgemein im Leben so auch hier nicht mehr erwarten darf, als durchschnittlich geleistet wird, und habe mich deshalb unter Berücksichtigung der vorstehenden Darlegungen, zu denen sich noch andre gesellen, welche die Sicherheit des Betriebes nicht berühren, gegen die Uebertragung der oben bezeichneten Vorschrift für Schiffskessel auf Landdampfkessel ausgesprochen. Ein Beweis dafür, daß neben dem äußeren Verstemmen noch das innere notwendig sei, konnte von keiner Seite erbracht werden.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. und 31. Aug. und 10. Dez. 1912.

Aachener Bezirksverein.

Am 3. Juli 1912 hielt Hr. **Junkers** einen Vortrag:

Kritische Betrachtungen zur Konstruktion von Großölmaschinen.

Der Vortragende behandelte den Zweck und die Ziele, sowie die Organisation seiner Versuchsanstalt. Sie soll Neuerungen auf maschinentechnischem Gebiete soweit vorbereiten, daß sie für die Fabrikation als Betriebsmaschinen reif sind. Sie stellt somit eine wertvolle Unterstützung der ausführenden Industrie dar, indem sie dieser die ersten Vorarbeiten abnimmt, die die Mehrzahl der Werke, sei es aus Mangel an Zeit oder an geeigneten Arbeitskräften, nicht durchführen kann.

Diese Vorarbeiten bestehen vor allem darin, die einer neuen Maschine eigentümlichen Betriebsverhältnisse für sich zu untersuchen, wobei die Maschine möglichst vereinfacht wird, alles nicht unbedingt nötige Beiwerk, also alle Teile, die die Aufgabe erschweren können, weggelassen werden. Eine solche Maschine kann meist mit den allereinfachsten Mitteln, auch solchen, die bei einer Maschine für die Praxis grundsätzlich zu verwerfen sein würden, zusammengestellt werden.

Als z. B. vor mehr als 20 Jahren die Aufgabe gestellt war, die Großgasmaschine zu vervollkommnen, lag nur der Otto-Motor vor, der in erster Linie durch Erhöhung der Kompression verbesserungsfähig war. Das Streben ging damals dahin, den Wärmeübergang an die Wandungen während und gleich nach der Verbrennung, der damals 40 bis 50 vH der Gesamtwärme betrug, zu vermindern und damit den Brennstoffverbrauch zu verringern. Dazu wurde eine Versuchsmaschine so ausgeführt, daß ein einfacher Zylinder ohne Wassermantel mit Deckel und die Kurbelwelle mit gewöhnlichen Stehlagern auf I-Trägern aufgestellt wurde. Zwischen Zylinder und Welle war das übliche Schubkurbelgetriebe, neben dem Zylinder eine Luftpumpe angeordnet. Der Auspuff der Zweitaktmaschine war so ausgeführt, daß in den Arbeitszylinder Löcher gebohrt wurden, die mit Gasgewinde versehen und nur mit Pfropfen verschlossen waren, die mit der Hand während des Ganges gelöst werden konnten, um beliebig große Oeffnungen zu erzielen. Diese Maschine aus einfachem Rohr hat sich für die ersten Versuche ausgezeichnet bewährt; sie zeigte eine sehr gute Uebereinstimmung der Theorie mit der Praxis: die Drucksteigerung bei erhöhter Kompression, Gewinn an Expansionsarbeit u. a. Für diese Versuche genügte ein Betrieb von wenigen Minuten; dazu konnte beispielsweise die Kühlung des Zylinders wegbleiben.

Die Versuche an dieser Maschine führten dazu, einen Schritt weiter zu gehen und die erste Doppelkolben-Verbrennungsmaschine von 200 PS zu bauen. Diese Maschine hatte einen Zylinder mit 2 Kolben, von denen der eine den Einlaß, der andre den Auslaß steuerte. Die erste Maschine hatte gezeigt, daß der Kolben ganz besonders für Verbrennungsmaschinen ein ideales Steuerorgan ist, das die Aufgabe, große Mengen Gas oder Luft allseitig in den Zylinder ein- und auszulassen, vollkommen löst. Da die Auspuffschlitze länger als die Spülschlitze sind, werden sie früher frei gelegt, so daß die Gase entweichen können und ihre Spannung auf den Druck der Außenluft gesunken ist, wenn der Kolben die Spülschlitze öffnet. Die vor den Spülschlitzen gelagerte Spülluft von 0,2 bis 0,3 at Ueberdruck treibt dann die Gase heraus und füllt den Zylinder mit frischer Luft.

Der Redner besprach ferner eine andere Versuchsmaschine, die dem Zwecke dient, die günstigsten Bedingungen für eine gute Spülung zu ermitteln, die für die Güte der Verbrennung und damit der ganzen Maschine von allergrößter Bedeutung ist. Die Maschine, deren Zylinder zur Veränderung der Räume aus mehreren Teilen besteht, gestattet, einen Spülvorgang genau zu untersuchen. Entweder am Ende des Spülvorganges, oder sogar während desselben, also in der Zeit von etwa $^1/_{100}$ sk, kann der Inhalt des Zylinders untersucht und so die Güte der Spülung festgestellt werden. Es

ist hier der Spülvorgang von den übrigen verwickelten Arbeitsphasen einer Verbrennungsmaschine gänzlich losgelöst, so daß er mit den einfachsten Mitteln in der umfangreichsten Weise untersucht werden kann.

Ferner sollte die Frage untersucht werden, ob man mit der Gamaschine die Verbundwirkung verwirklichen kann. Frühere Versuche hatten Mißerfolge, weil sich die heißen Gase beim Uebertritt aus dem Hochdruck- in den Niederdruckzylinder viel zu stark abkühlten, was durch die Verwendung von Ventilen als Leitorganen verursacht wurde. Bei dieser Maschine wird der Kolben zur Steuerung benutzt, indem er am Ende des Hubes einen Schlitz freilegt, der die Verbindung zum Niederdruckzylinder herstellt. Im Augenblick des Oeffnens der Schlitze steht der Niederdruckkolben im Hubanfange, so daß, während der Hochdruckkolben durch den Todpunkt läuft, die aus dem Hochdruckzylinder austretenden Gase im Niederdruckzylinder expandieren. Es ergibt sich also ein Hochdruckdiagramm, das wohl einen Spannungsfall, aber infolge nutzbarer Expansionsarbeit zeigt. Ein solches Diagramm dieser Verbundmaschine, das im Jahre 1906 genommen wurde, zeigt einen Kompressions-Anfangsdruck von 8 bis 10 at, einen Enddruck von 121 at. Der mittlere Druck ist 45 at, der Niederdruckzylinder hat noch einen mittleren Druck von 7,6 at. Auch diese Maschine ist eine Konstruktion, die den Ansprüchen, wie sie die Praxis an eine Betriebsmaschine stellt, nicht entspricht.

Diese drei Beispiele von Versuchsmaschinen zeigen, wie in der Versuchsanstalt vorgegangen wird, um die Schwierigkeiten, die sich dem Bau praktisch brauchbarer Maschinen entgegenstellen, durch planmäßige Bearbeitung zu überwinden.

Im Laufe der Jahre entstand sodann die erste Doppelkolbenmaschine, die für den Betrieb mit schwer verbrennbaren Oelen eingerichtet ist. In dieser Maschine, die in der oben erläuterten Weise einen Zylinder und zwei Kolben hat, die die Steuerung besorgen, ist das Diesel-Verfahren verwirklicht, bei dem die reine Luft ohne Brennstoff bis auf etwa 40 at verdichtet und dadurch so hoch erhitzt wird, daß sich der im Todpunkt eingespritzte Brennstoff von selbst entzündet. Diese Maschine, die in der Versuchsanstalt aufgestellt ist, wurde zuerst als Einzylindermaschine gebaut; der zweite Zylinder, welcher eine Doppelwirkung ermöglichte, wurde erst später angebracht, nachdem sich der erste Zylinder als betriebsfähig erwiesen hatte. Der Durchmesser der Zylinder beträgt 200 mm, der Einzelhub jedes Kolbens 400 mm, so daß sich ein Gesamthub von 800 mm ergibt. Der mittlere indizierte Druck beträgt bei normalem Betriebe 10 at, bei Leistungserhöhung 15 at, die Umlaufzahl etwa 250.

Eine zweite Maschine derselben Art, die gleichfalls in der Versuchsanstalt aufgestellt ist, hat einen Zylinderdurchmesser von 450 mm, einen Hub von 2 × 450 mm und leistet bei 180 Uml./min rd. 1000 PS.

Eine entsprechende Verwertung dieser sehr zahlreichen Versuche, bei denen im Laufe der Zeit an den verschiedenen Maschinen rd. 10000 Diagramme genommen wurden, die sämtlich ausgewertet und in Protokollbüchern eingetragen sind, bedingte eine besondere Organisation, für welche sich weder in einer Fabrik noch in einem kaufmännischen Betriebe Vorbilder fanden. Die zweckmäßige Behandlung der einzelnen Arbeiten wird ordnungsmäßig durch gemeinsame Besprechungen geregelt, die Bearbeitung der einzelnen Fragen, die möglichst voneinander losgelöst sind, wird in Aktenstücken durchgeführt, die alles enthalten, was darauf Bezug hat. Nur ein derartiges planmäßiges Vorgehen sichert eine erfolgreiche Bearbeitung des riesigen Stoffes, die heute bereits mehr als 20 Ingenieure in den Bureaus der Versuchsanstalt beschäftigt. Diese Art der wissenschaftlichen Forschung läßt sich aber im Rahmen eines Fabrikbetriebes nicht durchführen, und deshalb soll die Versuchsanstalt eine Ergänzung zum reinen Fabrikbetrieb bilden.

Der Vortragende ging zum eigentlichen Thema über: Kritische Betrachtungen zur Konstruktion von Großölmaschinen.

Bei der Betrachtung der Großölmaschine in ihrer Eigentümlichkeit drängt sich zunächst ein Vergleich mit der Dampfmaschine auf. Sehr interessant ist es, dabei von der Energiequelle auszugehen. In beiden Fällen entwickelt ein Brennstoff durch Verbrennung Wärme, und die dadurch entstandene Energie wird zur Arbeitsleistung benutzt. Wenn man bedenkt, daß etwa ein Drittel derjenigen Brennstoffmenge, welche auf dem Rost eines Kessels einer 1000 PS-Dampfmaschine verfeuert wird, in dem kleinen Zylinder einer gleich starken Oelmaschine verbrennt, dessen Verbrennungsraum etwa ein Zweihunderstel des für den Dampfkessel nötigen Raumes einnimmt, und daß überdies die Zeit der Verbrennung hierbei weniger als ein Zehntel der gesamten Zeit ausmacht, so kann man sich schon einen Begriff von der ungeheuren Intensität des Verbrennungsvorganges in einer Verbrennungsmaschine machen. Vom Vortragenden angestellte Versuche über die Intensität der Wärmeübertragung haben sehr wichtige Ergebnisse geliefert. Die Wärmeübertragung wird von 3 Umständen beeinflußt: von der Höhe des Druckes der Gase, von der Wirbelung und von der Mischung.

Im Zylinder einer Oelmaschine beträgt der Wärmeübergang mehr als 200000 WE für 1 st und 1 qm, im Dampfkessel nur rd. 30000 WE. Um dieser Wärmeübertragung nachzuforschen, sind umfangreiche Versuche angestellt worden. An der Hand von Diagrammen erläuterte der Vortragende die Vorgänge bei Explosionen in abgeschlossenen Gefäßen, sogenannten Bomben, den Einfluß einer durch Entzündung einer Sprengkapsel hervorgerufenen Wirbelung auf die Wärmeübertragung. Es handelt sich dabei um die Untersuchung von Vorgängen von $^1/_{100}$ sk und weniger. Um den Verhältnissen in der Gasmaschine möglichst nahe zu kommen, wurden ferner Versuche mittels sogenannter Pendeldiagramme gemacht, welche dadurch erzielt wurden, daß ein Kolben durch Explosionen hin- und hergeworfen wurde, wobei die heißen Gase abwechselnd ihr Volumen veränderten. Weitere Versuche bestanden in der Messung der Wärmemenge, welche von elektrisch erhitzten Drähten an Gase von verschiedenen Druck- und Strömungszuständen übertragen wird.

Diese Untersuchungen haben zu Konstruktionen geführt, welche die Wärmeverluste in der Oelmaschine erheblich vermindern. Von noch größerer Wichtigkeit ist jedoch der Einfluß der hocherhitzten Gase auf die Beanspruchung der Wände des Verbrennungsraumes und damit die Bedeutung des Wärmeüberganges für die Konstruktion hinsichtlich der Betriebsicherheit. Es läßt sich rechnerisch leicht feststellen, daß die durch den Wärmedurchfluß erzeugten Spannungen bei 200000 WE Wärmeübergang und einer Wandungsstärke von 5 cm schon doppelt so groß sind wie die, welche durch den reinen Höchstdruck des Gases erzeugt werden. Die Gefahren dieser Wärmespannungen werden noch durch Oeffnungen erhöht, die die nötigen Ventile im Zylindermantel aufnehmen; denn in dem zwischen 2 solchen Ausschnitten stehen gebliebenen Material drängen sich die Kräfte, die übertragen werden, auf einen kleinen Raum zusammen und erhöhen die Spannung beträchtlich. Diesen Gefahren suchte man zunächst dadurch zu begegnen, daß man statt des Gußeisens Stahl verwandte; aber Beanspruchungen über die Elastizitätsgrenze hinaus kann auch der beste Stahl auf die Dauer nicht vertragen. Es bleibt die Dauerhaftigkeit somit eine Frage des Wärmeüberganges, der Dicke der Wandungen und der Formgebung der Durchbrechungen. Der Größe der Zylinder ist also durch die Wärmespannungen eine Grenze gesetzt. Die Erkenntnis dieser Tatsache hat im Großgasmaschinenbau schließlich dazu geführt, die Verbrennungstemperaturen herabzumindern, eine Maßnahme, die den schweren Nachteil hat, daß man bei großen Maschinen nur eine kleine Leistung erhält; das verringert den Wirkungsgrad und verteuert die Maschinen.

Ein dritter wichtiger Gesichtspunkt für die Konstruktion der Verbrennungsmaschine liegt in der Forderung, daß Schweröle, die Rückstände der Destillation des Mineralöles und des Steinkohlenteeröles ohne Rückstand verbrannt werden sollen. Es ist dies eine wirtschaftliche Frage von allergrößter Bedeutung. Aus der Gefahr, daß sich die schwer verdampfbaren Oele an den wassergekühlten Wandungen niederschlagen, ergibt sich die Forderung, den Verbrennungsraum so zu gestalten, daß die Oberflächen möglichst klein sind und die Verbrennung möglichst wenig stören. Dies ist in der Doppelkolbemaschine in hohem Maße erreicht.

Der Redner erläuterte die Konstruktion der in der Versuchsanstalt aufgestellten 1000 PS-Junkers-Großölmaschine und wies unter anderm auf die gelenkige Verbindung der einzelnen Querstücke und Umführstangen hin, welche Dehnungen infolge einseitiger Erwärmung, unachtsamer Montage oder Ungenauigkeit der Herstellung unschädlich machen.

Ein Schaubild einer Doppelkolbenmaschine zeigte die Verwirklichung der Forderung des einfachen Verbrennungsraumes, in dem nur die allernotwendigsten Organe, das Brennstoff- und das Anlaßventil, eingebaut sind. Da sowohl der Einlaß der Spülluft als der Auslaß der verbrannten Gase durch Schlitze im Zylindermantel gesteuert wird, so sind im Verbrennungsraume keine Einlaß- oder Spülventile vorhanden.

Hier knüpfte der Vortragende die Beobachtung an, daß vielfach als Endziel der Großölmaschine die doppeltwirkende Dampfmaschine hingestellt werde. Dies Bestreben ist falsch. Die Dampfmaschine in ihrer heutigen Gestalt stellt gar keine ideale Konstruktion dar. Wenn auch das Getriebe, das den

Kolbendruck auf die Welle überträgt, aus geeignetem zähem Material besteht und sicherlich als einwandfrei anzusehen ist, so müssen doch dieselben Drücke und Stöße durch den aus unzuverlässigem und sprödem Material hergestellten Rahmen vom Deckel zur Welle zurückgeleitet werden. Die Doppelkolbenmaschine zeigt in dieser Hinsicht einen wesentlichen Fortschritt. Der Druck auf den Deckel wird hier auf den Gegenkolben ausgeübt, der denselben durch ein Gestänge auf die Welle überträgt. Der Rahmen mit seinen unberechenbaren Gußspannungen fällt als kräfteübertragender Maschinenteil fort. Sodann wird bei der Dampfmaschine das Drehmoment aus dem Druck eines hin- und hergehenden Kolbens keineswegs in einer Weise erzeugt, die man als vollkommen bezeichnen kann. Der einfache Kolben zerrt die Welle in ihren Lagern hin und her und verursacht Verschleißungen, die, um Brüche zu vermeiden, beseitigt werden müssen, was aber nur unter hohen Ansprüchen sowohl an die Konstruktion als auch an die Betriebsführung möglich ist. Demgegenüber wird durch die gegenläufigen Kolben die Welle gleichzeitig sowohl auf Zug als auch auf Druck beansprucht, so daß die Wellenlager fast völlig entlastet sind und der Verschleiß in die Flügelstangen verlegt wird, wo er keinen solchen Schaden wie in den Wellenlagern anrichten und mit den einfachsten Mitteln beseitigt werden kann. Dieser mit der dreifach gekröpften Welle erzielte Vorteil ist vom Standpunkt der Betriebsicherheit als ein großer maschinentechnischer Fortschritt anzusehen.

Aber auch hinsichtlich der Festigkeit verdient die dreifach gekröpfte Welle den Vorzug. Die Entfernung der beiden seitlichen Kröpfungen, die für das größte Biegungsmoment ausschlaggebend ist, ist geringer als die Entfernung der Lagermitten bei einer einfachen Kurbelwelle, da diese lange Rahmenlager verlangt, um die Lagerdrücke aufzunehmen. Der große Abstand der Lager bei der mehrfach gekröpften Welle verleiht dieser ferner größere Elastizität, so daß sich etwaige Fehler in der Herstellung durch einseitige Erwärmung oder Verschleiß in geringerem Maße geltend machen. Es ergibt sich also, daß die Einkolbenmaschine in maschinentechnischer Hinsicht kein Ideal ist.

Wie so häufig bei neuen Errungenschaften der Technik, so mußte auch hier das Feld gegen falsche Vorurteile erobert werden. Auffälligerweise hat die Junkers-Maschine zuerst in Reedereikreisen und bei den Praktikern des Maschinenbetriebes Anklang gefunden.

Zum Schluß besprach der Vortragende noch ein Verfahren, das in einfachster Weise ermöglicht, die Leistung der Maschine durch Steigerung des mittleren Druckes erheblich zu erhöhen. Diese Leistungssteigerung wird durch Drosselung des Auspuffes erreicht. Gibt eine Verbrennungsmaschine bei geringerer Spannung der umgebenden Luft, z. B. ein Flugzeugmotor in großen Höhen, eine kleinere Leistung her, so kann anderseits durch eine künstliche Steigerung des atmosphärischen Anfangsdruckes das Diagramm vergrößert werden. Dabei muß natürlich dafür gesorgt werden, daß entsprechend dem mehr eingeführten Brennstoff dem Zylinder mehr Luft zugeführt wird. Wie an der in der Versuchsanstalt aufgestellten Maschine praktisch erwiesen ist, kann so die Leistung zeitweise um 50 vH gesteigert werden. Neben der Fähigkeit, sehr langsam zu fahren und unter Vollast anzulaufen, ist auch diese Eigenschaft insbesondere für Schiffsmaschinen und Lokomotiven von größter Wichtigkeit.

Der Redner zeigte, daß die Doppelkolbenmaschine nicht allein nicht länger als eine gewöhnliche doppeltwirkende Maschine mit demselben Hub und Durchmesser, sondern kürzer wird, und besprach die bei der Aktiengesellschaft »Weser« für ein Fracht- und Passagierschiff der Hamburg-Amerika-Linie und bei der Aktiengesellschaft Frerichs & Co. für ein deutsches und ein englisches Petroleum-Tankschiff und andre im Bau befindlichen Anlagen mit Junkers-Oelmaschinen, ferner Entwürfe für große Kriegs- und Handelsschiffe, Fischerei-Fahrzeuge, Radschiffe, welche die vielseitige Verwendungsmöglichkeit der Junkers-Motoren zeigen.

Nach dem Vortrage wurde die Junkerssche Versuchsanstalt besichtigt. Die Versuchsmaschinen von 1000 und 200 PS wurden im Betriebe mit verschiedenen Belastungen und in allen Gangarten bis hinab zu ganz geringen Umlaufzahlen und an der umsteuerbaren 1000 PS-Maschine auch die Umsteuerung vorgeführt.

Bücherschau.

Die Gleichstrom-Dampfmaschine. Von Prof. J. Stumpf. 184 S. mit 194 Fig. und 7 Taf. München 1911, R. Oldenbourg. Preis 10 *M*.

Das Buch stellt einen Einführungsbrief dar, den der Verfasser der von ihm konstruierten Gleichstrom-Dampfmaschine auf ihren Weg in die breitere Oeffentlichkeit mitgibt. Der Verfasser beginnt mit der Entwicklung des Gedankenganges, der ihn von der bisherigen Dampfmaschine zur Gleichstrommaschine führte, und zeigt hierbei, in welchem ursächlichen Zusammenhange die thermischen Vorzüge des Gleichstrom-Dampfzylinders mit dessen baulichen Eigenschaften stehen. Daß der Verfasser in dieser grundlegenden Darstellung und in einigen späteren Abschnitten des Buches die Vorgänge im Gleichstromzylinder gewissermaßen idealisiert, indem er u. a. adiabatische Zustandsänderungen für Expansionen und Kompressionen annimmt, muß mit seiner Absicht entschuldigt werden, die Folgeerscheinungen des Gleichstromes in möglichst drastischer und daher lehrhafter Weise vor die Augen zu führen. Daß Stumpf diese Folgeerscheinungen, auf die schon vor ihm nach dem Ausweis der Patentliteratur aufmerksam gemacht worden ist, in ihrer wirklichen Tragweite klar vorausgeahnt und daß er ihren Nachweis in der ausgeführten Maschine erstmalig durchgesetzt hat, ist eine erfinderische und konstruktive Tat, die einen Markstein in der Entwicklung der Wärmekraftmaschinen bildet. An diesem Urteil vermag der Umstand nichts zu ändern, daß der starre Rahmen des Patentgesetzes es der Gleichstrom-Dampfmaschine versagt, sie als erfinderische Großtat unter seinen Schutz zu nehmen.

Der Einfluß der Höhe des Gegendruckes unter besonderer Würdigung der Möglichkeit, beim Gleichstromzylinder in den Auspuffschlitzen außerordentlich große Querschnitte freizulegen, liefert besondere Beziehungen zwischen Arbeitszylinder und Kondensator, denen Stumpf in interessanten Neukonstruktionen des Anschlusses und der Bauweise des Kondensators Rechnung getragen hat. Bei der Behandlung der Mantelheizung wird — wieder unter sehr idealisierenden Voraussetzungen — vom Entropiediagramm eine wohl etwas gewagte Anwendung gemacht, durch welche die an ausgeführten Maschinen gewonnenen Versuchsergebnisse ihre Erklärung finden sollen. Besondere Erwähnung verdient hier die Behauptung, daß in der Gleichstrom-Dampfmaschine die Ueberhitzung des Dampfes gegenüber dem Sattdampf keine thermischen Vorteile mit sich bringt. Es muß eingehenden Versuchen überlassen bleiben, diese Beziehungen kritisch zu beleuchten. Die gebotene Dichtheit der Abschlußorgane für den Eintrittsdampf führt zum elastischen Ventil Stumpfscher Bauart, für das in kleineren Ausführungen selbst bei stark wechselnden Temperaturen und Drücken vollständige Dichtheit in Anspruch genommen wird. Der Einfluß des Wärmeaustausches zwischen Dampf und Wand muß im Gegensatz zur bisherigen Zylinderbauart für den Gleichstrom-Dampfzylinder besonders niedrig ausfallen. Es muß zugestanden werden, daß der thermische Vorzug der Stumpfschen Maschine hierin seine hauptsächliche Ursache findet. Auch in bezug auf die verhältnismäßige Größe der schädlichen Flächen weist Stumpf die Ueberlegenheit des Gleichstrom-Dampfzylinders gegenüber allen bisherigen typischen Zylinderformen nach.

Schließlich behandelt das Buch in großem Umfange die verschiedenen Anwendungsgebiete der Gleichstrom-Dampfmaschine, deren Konstruktion zu den fernstliegenden Zwecken in einer Vielseitigkeit der Ausgestaltung dargestellt wird, die die Wirklichkeit wohl nie erreichen wird. Die große Einfachheit, welche die Gleichstrom-Dampfmaschine in ihrer typischen Form auszeichnet, droht unter ihrer Anpassung an die entlegensten Sonderforderungen verloren zu gehen. Die Gleichstrom-Dampfmaschine erscheint zunächst als Betriebsmaschine in liegender und stehender Anordnung mit Einfachund Doppelwirkung des Kolbens. Die Entnahme von Heizdampf aus dem Zylinder wird in zwei grundsätzlich verschiedenen Verfahren dargelegt, von denen die Abzapfung des Dampfes während der Kompressionsperiode bei gedrosseltem Auspuff eine bemerkenswerte Neuerung auf diesem Gebiete

darstellt. In der Gleichstrom-Lokomotive wird das Stumpfsche Arbeitsprinzip des Dampfzylinders dem Auspuffbetrieb angepaßt. Auf diesem Gebiete sind inzwischen schon ausgedehnte praktische Erfahrungen gesammelt worden. Ebenso ist die Gleichstrom-Dampflokomobile bereits aus dem ersten Versuchsstadium herausgewachsen, wie die große Zahl von Sonderkonstruktionen und offiziellen Abnahmeberichten dartut, die das Buch in einem ausführlichen Sonderabschnitt wiedergibt. Auch die Walzenzug- und Fördermaschinen werden dem Gleichstromprinzip unterworfen. Bei der Betrachtung der Gebläse und Kompressoren zeigt sich, daß man nicht nur der Antriebsdampfmaschine, sondern auch dem Luftzylinder das Gleichstromverfahren zustatten kommen lassen kann. Eine ausführliche Behandlung der Gleichstrom-Schiffsmaschine schließt die Reihe der konstruktiven Anwendungsbeispiele ab.

Das vorliegende Buch, das inzwischen auch in englischer Sprache erschienen ist (Verlag Constable & Company Ltd., London, und D. van Nostrand Co., New York), enthält in jedem Abschnitte wertvolle und reizvolle Anregungen zu weiterer konstruktiver Tätigkeit und kann hierdurch dem angehenden Ingenieur, der sich im allgemeinen nur schwer und langsam von den hergebrachten Konstruktionsformen freimachen kann, in wirkungsvollster Weise vor die Augen führen, welcher konstruktiven Weiterentwicklung selbst noch die greisenhafte Kolbendampfmaschine fähig ist.

Dresden. Nägel.

Kran- und Transportanlagen für Hütten-, Hafen-, Werft- und Werkstatt-Betriebe unter besonderer Berücksichtigung ihrer Wirtschaftlichkeit. Von C. Michenfelder. 532 S. mit 703 Fig. Berlin 1912, Julius Springer. Preis geb. 26 *M*.

In seiner ganzen Anlage und Auffassung stellt dieses Werk eine höchst beachtenswerte Neuerung des technischen Buchwesens dar. Es bringt die behandelten Krane und Förderanlagen nicht in der bisher üblichen Einteilung nach ihrer Bauart (Laufkrane, Drehkrane usw.) oder ihrem Antriebe oder nach sonstigen Aeußerlichkeiten, sondern nach ihrem Anwendungsgebiet und Arbeitszweck. Ein Blick auf das Inhaltsverzeichnis beweist diese eigenartige Richtung. Es ist für den Leser ein Genuß, den Betrachtungen des Verfassers nachzugehen und in natürlicher Folge die lange Reihe der in den genannten Betrieben benutzten Hebezeuge vorbeiziehen zu lassen. Indem das Buch in seinen einzelnen Abschnitten vor den neuzeitlichsten Anlagen eine gedrängte Schilderung des Ueberganges vom Hand- zum Maschinenbetrieb (z. B. über Krane des Martinwerkes) bringt, zeigt es ein kurzes Stück der Entwicklungsgeschichte des Maschinenbaues und regt dadurch den Konstrukteur an, obwohl in seinem Leserkreise die Besitzer und Leiter gewerblicher Großbetriebe an erster Stelle stehen werden.

Diesen Vorzug unterstützt die Durchdringung des Stoffes mit einer gesunden und gerechten Kritik, deren Grundlagen dem Verfasser aus vielen Beobachtungen in der Praxis zugeflossen sind. Die technische Literatur des letzten Jahrzehntes, welche in einem Teile ihrer Leistungen, besonders auf dem Gebiete der Hebezeug- und Fördertechnik, den Eindruck von Reklameschriften erweckte, die unter irgend einem bekannten Verfassernamen in die Oeffentlichkeit geleitet wurden, bietet nur wenig Seitenstücke zu Michenfelders Werk. Nur der offensichtliche Verzicht auf jede Abhängigkeit von Maschinenfabriken konnte ein unparteiisches Bild von den Leistungen des deutschen Kranbaues liefern.

Trotz voller Würdigung vieler Vorzüge des Werkes mögen einige Wünsche und Anregungen für spätere Auflagen an dieser Stelle vorgebracht werden. Eine Zahl häßlicher und entbehrlicher Fremdworte (Transport, Konizität, Waggon, Disposition, Cantilever, Traverse u. a. m.) wäre auszumerzen. Die Wahl einheitlicher Verkleinerungsmaßstäbe (1 : 10, 1 : 20, 1 : 50) und deren Angabe bei den Strichfiguren ohne eingesetzte Maßzahlen würde einen leichteren Größenvergleich ermöglichen und von manchem Leser begrüßt werden. Mit geringer Mühe könnte der Verfasser von den beteiligten Werken in größerer Zahl Angaben über Stromverbrauch und wirtschaftlichen Gütegrad erlangen und so von Stufe zu Stufe der Erzeugung den Einfluß der Förderung auf die Gestehungskosten des geförderten Gutes verfolgen.

Im ersten Abschnitt, welcher die Krane und Förderanlagen der Hüttenwerke, beginnend mit der Rohstoffentladung vom Schiff auf den Lagerplatz und schließend mit den Sonderkranen für Beizereien, behandelt, wäre es von Nutzen, die Nebenanlagen zur Beseitigung von Schlacke, Schrott, Klärteichschlamm und dergl. an das Ende hinter die Hauptanlagen zu rücken. Die Uebersicht der Fördermittel für Betriebe zur Fertigverarbeitung der Halbstoffe — Gießereien, Werkstätten, Eisenbauhallen, Kesselschmieden usw. — würde durch Zusammenfassung in einem besondern Abschnitt nur gewinnen.

In überraschender Reichhaltigkeit schildert der zweite Abschnitt Hellinggerüste und Hellingkrane. Ohne weitere Darlegungen erkennt man den hauptsächlichsten Grund für die Tatsache, daß die deutschen Werften seit der Jahrhundertwende einen Wettbewerb mit dem noch vor einem Menschenalter übermächtigen Auslande nicht zu scheuen brauchen: es ist ihre Ausrüstung mit leistungsfähigen und wirtschaftlichen Fördermitteln. Dieser Eindruck verstärkt sich beim Uebergang zu den Ausrüstungskranen des gleichen Abschnittes, unter denen die Hammer-, Pyramiden- und Glockenkrane als deutsche Schöpfungen anzusehen sind. Die zierlichen Benrather Krane der A.-G. Weser in Bremen (6 t × 22 m) und der riesenhafte Glockenkran der Hamburger Vulcanwerft (200 t × 31 m), gebaut von der Demag, stellen Meisterwerke eines glücklichen Zusammenwirkens von Maschinenbau, Statik und Elektrotechnik dar.

Der dritte Abschnitt des Werkes umfaßt die Verladekrane in Häfen, für Stückgut und Schüttgüter; eine kritische Würdigung der Wagenkipper für Hafenzwecke bildet den Schluß. Auch auf diesem wichtigen Gebiete ist es dem Verfasser gelungen, die große Mannigfaltigkeit der äußeren Formen zu zeigen, die sich den verschiedensten Sonderbedingungen und Leistungen anzupassen haben.

Als Nachtrag folgt dann noch ein Abschnitt »Elektrotechnische Gesichtspunkte bei Krananlagen«. Von einigen geschichtlichen Mitteilungen über die erste Einführung des elektrischen Antriebes abgesehen, bringt der Verfasser im wesentlichen Angaben über Motoren (nicht Motore!), Anlasser, Zuleitungen, Bremsmagnete, Schaltungen und dergl., die sich auf Listen und Mitteilungen der Siemens-Schuckert Werke, der AEG und andrer Elektrizitätsfirmen stützen.

Vom Verleger ist das Werk mit gewohnter Sorgfalt und Güte ausgestattet worden. Eine große Zahl klarer Bilder zeigt dem Leser die besprochenen Anlagen in ihrer Einfügung in die jeweiligen Betriebe; der höhere Wert solcher Bilder gegenüber den in vielen Lehrbüchern üblichen Werkstattaufnahmen bedarf keines Beweises.

Das Werk Michenfelders verdient, unter den Veröffentlichungen über Hebezeuge und Förderanlagen als eine überaus fleißige und gründliche Leistung und als eine Quelle der Anregung für Erbauer und Besitzer solcher Anlagen hervorgehoben zu werden. G. W. Koehler.

Mechanische Triebwerke und Bremsen. Von Dr. St. Löffler. München 1912, R. Oldenbourg. 132 S. mit 108 Fig. Preis 6 *M*.

Der Verfasser hat sich die Aufgabe gestellt, die Kenntnisse von den für die Bewegung zweier Körper aufeinander wichtigen Kräften und den sich dabei abspielenden Arbeitsvorgängen zu klären. Er ist der Meinung, daß darüber vielfach unrichtige Anschauungen herrschen

Es kann keinem Zweifel unterliegen, daß der Verfasser mit dieser Ansicht recht hat, und man wird ihm dankbar sein, daß er diese Lücke unserer technischen Literatur ausfüllt. Dazu kommt, daß er seine Aufgabe in geradezu vorbildlich klarer Weise löst.

Ausgehend vom Gleichgewicht der Körper bei Ruhelage gegeneinander, das sich mit kaum angreifbaren Vereinfachungen — z. B. Gleichheit der Flächenpressung p auf der ganzen Breite einer Scheibe — fassen läßt, gelangt er schrittweise zur Beurteilung des Bewegungszustandes, indem er die neu hinzukommenden Kräfte nacheinander einführt.

Wertvoll werden alle Ableitungen dadurch, daß der Verfasser auch die Formänderungsarbeiten und die Deformationskräfte in Rücksicht stellt bezw. das Kräftespiel von dem Deformationsvorgang aus betrachtet und so Formeln ableitet, die alle auftretenden Kräfte fassen. Damit gibt er die Grundlage für eine neue Beurteilung der Vorgänge. Wenn schon abzuwarten bleibt, welche relative Größe die Daten, die sich insbesondere auf die Formänderungen beziehen, erreichen werden, und ob ihre Berücksichtigung wirklich erforderlich sein wird, so ist in jedem Fall ein guter Schritt in wissenschaftlicher Beziehung vorwärts getan.

Dabei liegt die Sache zurzeit so, daß man von den Berechnungen nach den alten Formeln nicht besonders entzückt ist, sie vielmehr deshalb benutzt, weil man etwas Besseres nicht hat. Ob die neuen Formeln diese Lücke ausfüllen werden, wird man erkennen, sobald Versuchsreihen, die sich auf ihnen aufbauen, vorliegen. Daß die Versuche Riedlers, die in den Berichten über »Wissenschaftliche Automobilwertung« veröffentlicht sind, mit den Ableitungen des Verfassers übereinstimmen, dürfte ein erster Beweis für sie sein.

Vor der Hand enthält das Buch die Ableitung der Formeln, ohne die Zahlendaten für ihre Anwendung geben zu können. Es steht aber zu erwarten, daß durch Versuchsreihen, die sich den Formeln anschließen, diese Werte so bestimmt werden, daß sie ein einfaches und einwandfreies Werkzeug in der Hand des Praktikers werden. Der Verfasser deutet an mehreren Stellen darauf hin, daß derartige Versuchsreihen nötig sind, und gibt dazu die Anregung

Um einen Ueberblick über den Inhalt des Werkes zu geben, sei angeführt, daß Bremsen (Band- und Backenbremsen), Rolltriebwerke, Riementriebe, Seiltriebe und Zahntriebe behandelt werden. K. Laudien.

Elementare Berechnung der Dampfmaschine. Von W. Grabowsky. Berlin 1912, A. Seydel. 118 S. mit 62 Fig., 2 Tafeln und 2 Tabellen. Preis 5 *M*.

In dem Buche wird an einem Beispiel die vollständige Berechnung einer Dampfmaschine gegeben. Dabei werden die Rechnungsgrundlagen in einer allgemein verständlichen Weise erklärt. Das Verständnis wird besonders durch die unmittelbare Beziehung auf einen bestimmten Fall, eine Heißdampf-Tandemmaschine, erleichtert, wie es der vom Verfasser bezweckten Bestimmung »für den angehenden und in die Praxis eintretenden Dampfmaschinentechniker« entspricht. In den Erläuterungen zur Berechnung sind Irrtümer richtig zu stellen. Einmal ist der Begriff der Atmosphäre nicht richtig erklärt; einer Quecksilbersäule von 760 mm entspricht der heute selten gebrauchte Begriff »alte Atmosphäre«, während der heute allgemein gebräuchliche Begriff »Atmosphäre« (metrische) einem Drucke von 1 kg auf 1 qcm gleichkommt (= 735,5 mm Q.-S. bei 0° C). Weiter ist in der Erklärung der Expansion ein Irrtum enthalten; diese verläuft nicht, wie behauptet, nach dem Mariotteschen Gesetz, das nur für Gase gilt. Bei dem Expansionsvorgang des Sattdampfes im Dampfzylinder spielen Kondensations- und Verdampfungserscheinungen mit, wodurch der Erfahrung nach der Verlauf der Expansion — wenigstens angenähert — nach einer gleichseitigen Hyperbel bedingt ist, welche zwar auch die Kurve für das Mariottesche Gesetz ist, aber hier eine ganz andre Bedeutung hat. Bei der Besprechung der Expansion des überhitzten Dampfes wird das *J S*-Diagramm verwendet, ohne daß der Entropiebegriff erklärt wird; da an andern Stellen einfache Begriffe weitläufig erklärt sind, hätte dem Leser, der vielleicht zum ersten Male von Entropie hört, eine Vorstellung gegeben werden sollen.

Vier Abschnitte behandeln die Berechnung der Hauptabmessungen der Maschine, des Schwungrades, des Gestänges, der Welle, des Rahmens und der Kondensation nach den gebräuchlichen Formeln, einzelne Tabellen geben Näherungswerte für überschlägliche Rechnungen. Im fünften Abschnitt wird die Berechnung des Dampfverbrauches in der Weise, wie sie Hrabak eingeführt hat, gezeigt; wohl in der Erkenntnis, daß diese Berechnung ohne Zusammenhang mit den Wärmebewegungsvorgängen in der Maschine dem heutigen Stande der Wärmetechnik, der Vielseitigkeit der Ausführungsformen nicht mehr ganz entspricht, ist der zweite Weg angegeben, aus dem *J-S*-Diagramm unter Annahme eines thermodynamischen Wirkungsgrades, für dessen Werte Tabellen angelegt sind, den Dampfverbrauch zu bestimmen.

Da es für viele, die an die Aufgabe der Berechnung einer Dampfmaschine herangehen, von Wert ist, die gebräuchlichen Verfahren zusammenhängend in einem Beispiel angewendet vorzufinden, so wird das Buch manchem Techniker von Wert sein können. Dr.-Ing. H. Hanszel.

Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zu Heizzwecken. Eine kraft- und wärmewirtschaftliche Studie. Von Dr.-Ing. Ludwig Schneider. Zweite Auflage. Berlin 1912, Julius Springer. 155 S. mit 118 Fig. und 1 Tafel. Preis 5 *M*.

Das Buch ist eine Neu- und Weiterbearbeitung des im Jahre 1910 von demselben Verfasser herausgegebenen Werkchens »Ueber die Verwertung des Zwischendampfes und des Abdampfes der Dampfmaschine zu Heizzwecken«.

Die Erweiterung des Buches besteht in der Aufnahme der Besprechung, in welchem Umfang und in welcher Weise die Verwertung der Abwärme bei Dampfturbinen, Diesel- und Gasmaschinen möglich und durchführbar ist. Diese neuen Betrachtungen haben die Aenderung des ursprünglichen Titels des Werkes veranlaßt.

Die Neubearbeitung des Buches bezieht sich auf die Einfügung besonderer Abschnitte über die Verwertung des Abdampfes in den verschiedenen Gewerben, indem einerseits die in Betracht kommenden technologischen Verhältnisse der verschiedenen Fabrikationszweige hinsichtlich der für ihre Durchführung erforderlichen Wärme nach Menge und Temperatur besprochen werden, anderseits praktische Hinweise auf die Brauchbarkeit der verschiedenen Kraftmaschinen als Wärmelieferer gegeben werden. Auch ist bei diesen neu aufgenommenen Teilen eine Reihe von baulichen Maßnahmen aufgeführt und durch Zeichnungen erläutert worden, die als Zubehör zu den verschiedenen Kraftmaschinen infolge der Abwärmeverwertung entstanden sind, obwohl im großen und ganzen die Eigenart des Werkes als einer wirtschaftlichen, die allgemeinen Gesichtspunkte behandelnden Studie beibehalten worden ist. In diesem Sinn ist das Heizungskraftwerk mit größerer Ausführlichkeit besprochen, da es in der jüngsten Zeit technisch und wirtschaftlich größere Bedeutung erlangt hat.

Der Umstand, daß in der kurzen Zeit von anderthalb Jahren bereits eine zweite Auflage des Buches notwendig geworden ist, liefert wohl den sichersten Beweis, daß der Verfasser mit seiner Arbeit eine fühlbare Lücke in unserer Literatur ausgefüllt und zur Befriedigung des Bedürfnisses nach wissenschaftlicher Festlegung des Bodens für die Verwertung des Zwischendampfes und des Abdampfes bei Dampfmaschinen einen praktisch sehr brauchbaren Beitrag geliefert hat. Es ist daher zu begrüßen, daß der Verfasser bei der neuen Auflage auch die andern Kraftmaschinen in Hinsicht auf die Verwertung ihrer Abwärme bearbeitet hat. Diese Erweiterungen sind wertvoll, halten sich an das Wesentliche und werden allen an der Abwärmeverwendung Beteiligten willkommen sein.

So ist denn zu hoffen, daß das Buch in der neuen Gestalt helfen wird, die wirtschaftliche, kulturelle und gesundheitliche Bedeutung der Kraftmaschinen zu fördern, weil es lehrt, einen Abfallstoff dieser Maschinen, die Abwärme, nutz- und heilbringend zu verwerten. Wilh. Lynen.

Statische Berechnung von Tunnelmauerwerk. Grundlagen und Anwendung auf die wichtigsten Belastungsfälle. Von Dr.-Ing. Otto Kommerell, Kaiserl. Baurat im Reichsamt für die Verwaltung der Reichseisenbahnen. 170 Seiten mit 144 Textabbildungen und 10 Tafeln. Berlin 1912, Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geh. 12 *M*, geb. 13,50 *M*.

Mit Hülfe der sogenannten neueren, von Rankine begründeten Erddrucktheorie werden Richtung und Größe der auf Tunnelmauerwerk wirkenden Kräfte ermittelt, die Ergebnisse mit denjenigen andrer Forscher verglichen und die

Grenzen für die Anwendbarkeit der Rankineschen Theorie angegeben. Recht eingehend bespricht der Verfasser die von Karl Brandau beim Bau des Simplontunnels gesammelten Erfahrungen und zeigt dann, daß als Belastung für Tunnelmauerwerk nur der infolge des Ausbruches aufgelockerte Teil des Gebirges in Frage kommt. Dieser Körper hat bei größerer Höhe der Ueberlagerung im Querschnitt die Form einer Parabel, wofür zum Zweck einfacherer Rechnung eine Ellipse von gleicher Höhe eingeführt wird. Hierauf folgt eine Besprechung der besonderen im Tunnelbau vorkommenden Belastungsfälle, eine Zusammenstellung der Voraussetzungen für die statischen Berechnungen, 18 Zahlenbeispiele und Schlußbetrachtungen mit Bemerkungen für die Ausführung.

Die große Vielseitigkeit der möglichen Verhältnisse zwingt von vornherein zu Einschränkungen bei der mathematischen Fassung, und die Ansichten über Zulässigkeit einzelner Annahmen sind zurzeit noch geteilt. Jedenfalls ist aber die vorliegende Arbeit ein dankenswerter Beitrag zur Lösung schwieriger Fragen, so daß der Tunnelbau nicht mehr genötigt ist, Normalquerschnitte vorwiegend nach praktischem Gefühl zu bemessen. Sommermeyer.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Vorlesungen über Ingenieurwissenschaften. Von G. Ch. Mehrtens. I. Teil: Statik und Festigkeitslehre. 3. Band: 2. Hälfte. Statisch unbestimmte Tragwerke. 2. Aufl. Leipzig 1912, Wilhelm Engelmann. 283 S. mit 233 Fig. Preis 17 ℳ.

Neues Handbuch der chemischen Technologie. (Bolleys chemische Technologie, dritte Folge.) Herausgegeben von Dr. C. Engels. II.: Die Industrie des Steinkohlenteers und des Ammoniaks. 5. Aufl. 1. Band: Steinkohlenteer. 2. Band: Ammoniak. Von Dr. G. Lunge und Dr. K. Köhler. Braunschweig 1912, Friedr. Vieweg & Sohn. 1516 S. mit 517 Fig. und 6 Tafeln. Preis I. Band 29 ℳ, II. Band 15 ℳ.

Gewerbeordnung für das Deutsche Reich in ihrer neuesten Fassung mit sämtlichen Ausführungsbestimmungen für das Reich und für Preußen sowie mit dem Kinderschutzgesetz, dem Stellenvermittlergesetz, dem Hausarbeitgesetz und dem Gewerbegerichtsgesetz. Für den Gebrauch in Preußen erläutert von K. v. Rohrscheidt. II. Auflage. II. Band: §§ 81 bis 155 der Gewerbeordnung, Nebengesetze, Nachträge und Sachregister. Berlin 1912, Franz Vahlen. 1167 S. Preis 23 ℳ.

Vergeude keine Lebenskraft. Von Karl Friedrich. 2. Aufl. München 1912, Ernst Reinhardt. 105 S. Preis 1 ℳ.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen. 78. Bändchen: Arbeiterschutz und Arbeiterversicherung. 2. Aufl. Von Dr. O. v. Zwiedineck-Südenhorst. Leipzig 1912, B. G. Teubner. 143 S. Preis 1,25 ℳ.

Die Dampfmaschine in Frage und Antwort. Von C. Kahle. Heft 1: Einzylinder-Maschinen (Wechselstrom-Dampfmaschinen). 111 S. mit 91 Fig. Heft 2: Mehrzylinder-Maschinen (Verbundmaschinen). 110 S. mit 93 Fig. Preis je 2 ℳ.

Kleins Lehrbuch der amerikanischen Buchführung. Zum Selbstunterrichte, sowie für den Gebrauch in Handelsschulen. Von Dr. W. Bröcking. 10. Aufl. Leipzig 1912, G. A. Glöckner. 60 S. Preis 1,50 ℳ.

Ueber Grundlagen für den Bau von Kraftwagen. Von Dr.-Ing. Hofmann. Berlin 1912, Richard Carl Schmidt & Co. 84 S. und 12 Fig. Preis 3 ℳ.

Neumanns Quintessenz der einfachen und doppelten Buchhaltung. Von J. Clausen und H. Müller. 4. Aufl. Leipzig 1912, G. A. Glöckner. 268 S. Preis 4,60 ℳ.

Kriegskarte der Balkan-Halbinsel. Von W. Liebenow. Berlin 1912, Gea Verlag G. m. b. H. Preis für die (97 × 72) qcm große Karte 1 ℳ.

Materialzuführungsvorrichtungen an Exzenter- und Ziehpressen. Von Dr.-Ing. Chr. Gugel. Berlin 1912, Julius Springer. 117 S. und 64 Textfig. Preis 4 ℳ.

Kalender für Kälte-Techniker 1913. Von Georg Göttsche. Altona 1912, Selbstverlag. 274 S. mit vielen Figuren. Preis 5 ℳ.

Hülfsbuch für die Elektrotechnik. Von Dr. Karl Strecker. 8. Aufl. Berlin 1912, Julius Springer. 968 S. mit 800 Fig. Preis 18 ℳ.

Der gesamte Geschäftsverkehr mit der Reichsbank. Ein Handbuch für das Publikum mit Benutzung amtlichen Materials. Von R. Telschow. 11. Aufl., bearbeitet von C. Letzel. Leipzig 1912, G. A. Glöckner. 247 S. Preis 4 ℳ.

Die Aussperrungen und der Großstreik in Schweden 1909. Bericht der Abteilung für Arbeitsstatistik des Königl. Kommerzkollegiums. Stockholm 1912, K. L. Beckmans Buchdruckerei. 202 S.

Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. Ein Hülfsbuch für den Unterricht im Entwerfen von Dampfmaschinen. Von R. Graßmann. 3. Auflage. Karlsruhe i. B. 1912. C. F. Müllersche Hofbuchhandlung. 434 S. mit 274 Fig. und 1 Tafel. Preis 8,50 ℳ.

Die zeitgemäße Schrift. Von R. Blanckertz. 3. Aufl. Berlin 1912, Heintze & Blanckertz. 15 S. Preis 50 ₰.

Bau, Einrichtung und Betrieb öffentlicher Schlacht- und Viehhöfe. Von O. Schwarz. Neubearbeitet von H. A. Heiß. Berlin 1912, Julius Springer. 1065 S. mit 499 Fig. und zahlreichen Tabellen. Preis 32 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Beleuchtungsmessungen auf Straßen. Von Bunte. (Journ. Gasb.-Wasserv. 7. Dez. 12 S. 1197/1201*) Gesichtspunkte für die Wahl der Lage und Höhe von Lampen mit Rücksicht auf die beiden Lambertschen Gesetze.

Bergbau.

Die Bergwerksanlage Admiral bei Hörde. Von Baum. (Glückauf 30. Nov. 12 S. 1951/59*) Lage und Gerechtsameverhältnisse. Der Wetterschacht hat 40 m, der Hauptschacht 150 m Teufe. Die Wettersohle ist bei 35 m, die erste Fördersohle bei 140 m angesetzt. Die Anlage ist für eine tägliche Förderung von 1000 t Rohkohle berechnet. Tagesanlagen: Sieberei und Wäsche, Brikettfabrik, Heizanlagen, elektrische Kraftanlagen.

Anwendungsmöglichkeiten des Eisenbetons im Zechenbetriebe über Tage. Von Mautner. Schluß. (Beton u. Eisen 27. Nov. 12 S. 421/26* mit 2 Taf.) Verwaltungs- und Kauengebäude auf Zeche Hermann I bis III. Gründungen für eine Turbinenanlage von 3800 KW. Kokskohlentürme und Kokereianlage auf Zeche de Wendel bei Hamm i. W.

Neue Arten elektrischer Fördermaschinen mit Drehstromantrieb. Von Masling. (Glückauf 7. Dez. 12 S. 1981/92*) Bild der Leonardschaltung. Reihenschlußmaschine mit Vorder- und Zwischentransformator. Einzelheiten der Hauptschacht-Fördermaschine Bartensleben. Schaltplan und Anordnung des Steuergestänges. Die Förderanlage Walbeck II mit einer Doppelkollektormaschine. Oelschalter und Steuerbock.

Dampfkraftanlagen.

Wärme- und Spannungsverluste in Dampfleitungen. Von Hübel. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 6. Dez. 12 S. 516/19*) Beispiele. Schluß folgt.

Eisenbahnwesen.

Die Dampfkraft und andre Energiequellen im zukünftigen Transportwesen. Von Kliment. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 6. Dez. 12 S. 769/75) Allgemeine Betrachtungen über die verschiedenen Kraftquellen. Schluß folgt.

Elektrisierung der Rjukanbahn. Von Marguerre. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Dez. 12 S. 713/27*) Allgemeine Entwicklung der in den Jahren 1908 bis 1910 erbauten vollspurigen Bahn. Gesichtspunkte für die Einführung des elektrischen Betriebes. In den Umformerwerken wird Drehstrom von 10000 V und 50 Per. in Einphasenstrom von 10000 V und 15 Per. umgewandelt. Stromzuführung. Die Lokomotiven sind mit 125 PS-Motoren bei 220 V ausgerüstet. Schaltplan. Einzelheiten der 46 t-Drehgestell-Lokomotive. Betriebserfahrungen.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 ℳ für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

Der elektrische Betrieb auf der alten Giovi-Linie zwischen Genua und Mailand bezw. Genua und Turin. Von Calzolari. Schluß. (ETZ 5. Dez. 12 S. 1260/64*) Speiseleitung. In den Unterwerken sind vier Einphasen-Oeltransformatoren von je 750 KVA untergebracht, die die Spannung von 13000 auf 3000 herabsetzen. Fahrleitungen. Schaltplan der Lokomotiven. Nebenanlagen: Lokomotivschuppen, Ausbesserwerkstätten usw. Betrieb und Kraftverbrauch.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 6. Dez. 12 S. 594/96*) Kritik der bekannten Bauarten von elektrischen Lokomotiven. Aufhängung der Fahrdrähte auf der New York, Westchester and Boston-Bahn. Verankerung in Krümmungen.

1-D-1-Heißdampf-Güterzuglokomotive der Otavi-Eisenbahn. Von Schmelzer. (Verk. Woche 7. Dez. 12 S. 185/90*) Hauptabmessungen der Lokomotive von 33,7 t Dienstgewicht. Steuerung nach Bauart Heusinger v. Waldegg. Kupplung zwischen Lokomotive und Tender.

Eisenhüttenwesen

Studien über nordamerikanische Walzwerke. Von Puppe. Forts. (Stahl u. Eisen 5. Dez. 12 S. 2030/42*) Schienenstraßen, Baueisenstraßen. Blockstrecke zum Vorwalzen von I-Trägern von 380 mm Höhe der Lackawanna Steel Co. Forts. folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Berechnung der Kippzapfen von Brückengelenken. Von Bobrowsky. (Eisenbau Dez. 12 S. 447/51*)

Säulenfußplatten und Anker. Von Jauser. (Eisenbau Dez. 12 S. 456/64*) Säulenfuß und Betonunterbau werden als ein Eisenbetonkörper betrachtet. Die Untersuchung für den Abstand der Nulllinie führt zu ähnlich gegliederten Formeln wie den in den ministeriellen Bestimmungen für die Berechnung von Eisenbetonkonstruktionen enthaltenen. Zahlentafeln zur schnellen Ermittlung der Plattenlängen und Ankerquerschnitte.

Die Beaverbrücke bei Pittsburg. Von Trauer. (Eisenbau Dez. 12 S. 437/47*) Die 430 m lange Auslegerbrücke hat eine Hauptöffnung von 234,5 m und zwei Seitenöffnungen von 97,6 m; der Koppelträger hat 87 m Spannweite. Konstruktion einzelner Stäbe und Knotenpunkte. Verankerung der Kragträger. Aufstellarbeiten.

Zur Verbundfrage. Von von Emperger. Forts. (Beton u. Eisen 27. Nov. 12 S. 430/31*) S. Zeitschriftenschau vom 23. Nov. 12. Forts. folgt.

Auswertung der Ergebnisse von Versuchen mit Beton- und Eisenbetonsäulen. Von Spitzer. (Beton u. Eisen 27. Nov. 12 S. 426/30* mit 1 Taf.) Säulenversuche von v. Emperger und von Tetmajer. Schluß folgt.

Tests of nickel-steel riveted joints. (Engng. 6. Dez. 12 S. 763/66*) Versuche in der University of Illinois mit Nietverbindungen für Brückenbauten aus Nickel- und aus Chromnickelstahl. Vergleich mit den Ergebnissen früherer Versuche an Nietverbindungen aus Kohlenstoffstahl.

Goebel-Profile (H-Profile) und ihre zukünftige Verwendung im Eisenbau. Von Foerster. (Eisenbau Dez. 12 S. 451/55*) Der H-Querschnitt hat annähernd gleiche Hauptträgheitsmomente, ferner gleichdicke Flansche, wodurch sich die Anschlußnietungen leicht herstellen lassen. Walzverfahren.

Elektrotechnik.

The Thury system of power transmission by continuous currents. Von Still. (El. World 23. Nov. 12 S. 1093/94*) Allgemeine Schaltanordnung, Vorteile und Nachteile der bekannten Kraftübertragung.

Elektrotechnik und Moorkultur. (Das Kraftwerk im Wiesmoor in Ostfriesland.) Von Teichmüller. (ETZ 5. Dez. 12 S. 1255/58*) Allgemeines über Moore und Moorkultur. Forts. folgt.

Central-station practice at Halifax, N. S. (El. World 23. Nov. 12 S. 1088/92*) Dampfkraftwerk der Halifax Electric Tramway Co. mit drei Dampfdynamos von je 600 KW und einer Curtis-Turbodynamo von 2000 KW Leistung. Kesselanlage, Betrieb, Stromverteilung.

Großkraftwerke und Energieverteilung unter besonderer Berücksichtigung der oberen Spannungen bis 150000 V. Von Bartel. Forts. (Glaser 1. Dez. 12 S. 204/07*) Verteilanlagen. Forts. folgt.

Ueber Selbsterregung und Nutzbremsung von Maschinen mit Reihenschlußcharakteristik. Von Scherbius. (ETZ 5. Dez. 12 S. 1264/68*) Die Untersuchungen zeigen, daß der reine Reihenschlußmotor hinsichtlich der Nutzbremsung den größten Widerstand zur Vermeidung der Selbsterregung gebraucht. Günstiger ist der Mehrphasen-Reihenschlußmotor und besonders der Repulsionsmotor. Mittel, um auch den Reihenschlußmotor zur Nutzbremsung heranzuziehen.

Ueber das Anlassen von Drehstrommotoren. Von Punga. (El. u. Maschinenb. Wien 8. Dez. 12 S. 1017/24*) Unmittelbares Anlassen aus dem Stromnetz, Anlassen nach der Stern-Dreieckschaltung mit einpulsigem Transformator. Untersuchung der Störungen, wenn der Läufer im Stillstand in verschiedenen Lagen verschiedene Drehmomente zeigt und wenn das Drehmoment bei gewissen Umlaufzahlen verschwindet oder sich verkleinert.

Structural-steel towers and poles. Von Fleming. (Eng. News 18. Nov. 12 S. 988/93*) Bauart verschiedener eiserner Leitungsmasten; zulässige Spannungen, Knicksicherheit.

Vereinfachte Berechnung der Spannungsverhältnisse bei Freileitungen mit hohen Spannungen. Von Forssblad. (ETZ 5. Dez. 12 S. 1259/60*) Neue Berechnung des Spannungsabfalles in Freileitungen mit Berücksichtigung der Kapazität der Leitungen. Beispiel.

Bestimmung der Phasenverschiebung bei Drehstrom aus den Messungen mit zwei Leistungszeigern. Von Dyhr. (El. u. Maschinenb. Wien 8. Dez. 12 S. 1024/25*) Aus den Ausschlägen der in bestimmter Weise geschalteten Leistungsmesser kann man bei bekannten Betriebsverhältnissen, die durch acht Diagramme gekennzeichnet werden, erkennen, wie die Maschine arbeitet.

Erd- und Wasserbau.

Offene Pfahldämme und Ufersicherungen aus Eisenbeton am Missouri und Mississippi. Von Pagenhardt. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Dez. 12 S. 2022/25*) Zwei- und dreihige, bis 150 m lange Pfahldämme aus schweren Eisenbetonpfählen. Sicherung der Ufer durch Willow-Matratzen mit Betonplatten.

Irrigation and river control in the Colorado River Delta. Von Cory. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Nov. 12 S. 1349/1565* mit 28 Taf.) Umfangreiche Abhandlung über die Wasserverhältnisse am unteren Colorado, über zahlreiche, vielfach erfolglose Dammbauten sowie über den gegenwärtigen Stand der Arbeiten. Das neue, erfolgreiche Verfahren, die Wasserläufe einzudämmen.

Extract from the annual report of the Isthmian Canal Commission. (Eng. News 21. Nov. 12 S. 939/47*) Fortschritte beim Bau des Panama-Kanales während des Jahres 1911/12.

The Panama Canal. Von Martin. Forts. (Engineer 6. Dez. 12 S. 588/90* mit 1 Taf.) Die Schleusenanlagen.

The Panama Canal. (Engng. 6. Dez. 12 S. 772/75* mit 4 Taf.) Bauarbeiten an den Schleusen in Miraflores und Pedro Miguel, Stützmauern, Fender, Antrieb der Schleusentore. Elektrische Schlepplokomotive. Hafenrampen aus Eisenbeton in Balboa.

Vom Bau des Rickentunnels der S. B. B. Schluß. (Schweiz. Bauz. 7. Dez. 12 S. 309/11) Grubengas- und Druckerscheinungen im Rickentunnel.

Feuerungsanlagen.

Beiträge zur Beurteilung von Rauchschäden im rheinisch-westfälischen Industriegebiet. Von Rippert. (Glückauf 7. Dez. 12 S. 1992/2000) Die festen und gasförmigen Bestandteile des Rauches und die Wirkung der Rauchschäden im allgemeinen. Untersuchung der Einwirkungen im Ruhrkohlenbezirk. Schluß folgt.

Gießerei.

Metallspänebriketts und deren Verwendung in der Metallgießerei. Von Mehrtens. (Werkst.-Technik 1. Dez. 12 S. 612/15*) Vergleichende Angaben über die Analysen von Metallspänen vor und nach dem Pressen. Schmelzen von Spänen und von Briketts. Lohnbrikettieranlage.

Formen und Gießen von Transportschnecken. Von Ifkowitsch. (Gießerei-Z. 1. Dez. 12 S. 724/26*) Ein- und mehrgängige Förderschnecken. Formen der Kerne und Herstellen der Formstücke. Die fertige Gußform.

Praktische Erfahrungen aus dem Betriebe der Modelltischlerei. Von Lippmann. (Gießerei-Z. 1. Dez. 12 S. 727/31*) Holzarten, Holzverbindungen, Mittel gegen das Verziehen bei ebenen Stücken.

Heizung und Lüftung.

Zur Vereinheitlichung der Regelungsvorrichtungen für Heizkörper. (Gesundhtsing. 7. Dez. 12 S. 913/20*) Ventile und Hähne mit Voreinstellung verschiedener Bauart.

Kälteindustrie.

A contribution to the theory of refrigerating machines. Von Grindley. (Engng. 6. Dez. 12 S. 789/96*) Darstellung der Wärmevorgänge in einer Kohlensäure-Kältemaschine, die nach einem neuen Verfahren arbeitet. Vergleich mit dem gebräuchlichen Verfahren. Tafeln für Kohlensäure und Ammoniak.

Vapour-compression refrigerating machines. Von Anderson. Forts. (Engng. 6. Dez. 12 S. 792/96*) Allgemeine Anordnung verschiedener Kühlanlagen für landwirtschaftliche Betriebe und Schiffe. Beurteilung der Leistung von Kühlanlagen. Forts. folgt.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Kräfteverteilung und Greifen bei Selbstgreifern. Von Pfahl. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Dez. 12 S. 2005/11*) Versuche in der Gasanstalt II von Charlottenburg an Verladebrücken von J. Pohlig A.-G. Versuchseinrichtung und Eichung des Katzenhubwerkes. Beschreibung der untersuchten Greifer Bauart Hone; die Versuche erstreckten sich nur auf Steinkohle. Forts. folgt.

Ueber Kohlenlagerung und ihre Kosten. Von Nübling. (Journ. Gasb.-Wasserv. 7. Dez. 12 S. 1193/97 mit 2 Taf.) Veränderung der Kohle durch Lagerung und Selbstzündung. Größe der Wertverluste beim Lagern. Erfahrungen beim Lagern. Schluß folgt.

Luftschiffahrt.

The work of the Government Aeronautical Committee. Forts. (Engineer 6. Dez. 12 S. 590/91*) Einfluß des Abstandes und der sonstigen Anordnung der Tragflächen eines Zweideckers auf Auftrieb und Geschwindigkeit.

Der vierte Pariser Salon d'Aéronautique (26. Oktober bis 10. November 1912). Von Quittner. Forts. (Z. f. Motorluftschiffahrt 30. Nov. 12 S. 292/95*) Flugzeuge von Blériot, Deperdussin, Breguet-Esnault-Pelterie. Forts. folgt.

Der Harlan-Eindecker Militärtyp 1913. (Z. f. Motorluftschiffahrt 30. Nov. 12 S. 290/92* mit 2 Taf.) Ausführliche Darstellung des neuen Eindeckers mit 2 Tragflächen von je 29 qm, Höhensteuer von 2 qm und 100 PS-Argus-Maschine.

Maschinenteile.

Der Wirkungsgrad von Planetenrädergetrieben. Von Wolfrom. (Werkst.-Technik 1. Dez. 12 S. 615/17*) Die Berechnung des Getriebes von 6 PS Leistung und 2400/24 Uml./min Uebersetzung ergibt 55 vH Wirkungsgrad.

The manufacture of chains. Von Baker. (Am. Mach. 7. Dez. 12 S. 799/864*) Herstellverfahren nach der Stärke der Kettenglieder. Vorwärmen des Kettendrahtes. Wickeln, Abschneiden, Schmieden und Schweißen der Kettenglieder. Neue Kettenbiegemaschine.

Materialkunde.

Biegungsversuche mit gußeisernen Stäben. Von Schöttler. (Mitt. Forschungsarb. Heft 127/28 S. 1/101*) Ausführlicher Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 9. März 12 erwähnten Berichtes.

Mechanik.

Berechnung gewölbter Platten. Von Keller. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Dez. 12 S. 2025/28*) S. Zeitschriftenschau vom 14. Dez. 12.

Metallbearbeitung.

Allgemeiner Maschinenbau und mechanische Materialbearbeitung auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Hundsdörfer. Schluß. (Glaser 1. Dez. 12 S. 207/14*) Schleifmaschinen, Maschinen zur Zahnräderbearbeitung, Scheren, Stanzen, Metallsägen, Hämmer, Maschinen für die Blech- und Holzbearbeitung.

The Grant automatic screw machine. (Am. Mach. 7. Dez. 12 S. 795/98*) Vierspindelmaschine der Flanders Mfg. Co, Pontiac, Mich. Spindelantrieb, Steuertrommeln, Antrieb des Querschlittens.

Universal boring and milling-machine with internal spindle. (Engng. 6. Dez. 12 S. 771*) Die Maschine von Ernst Schieß A.-G. hat im Innern der Hauptspindel eine dünne Hülfsspindel, die beim Bohren kleiner Löcher allein angetrieben wird. Schnitt durch den Schlitten.

Selbsttätige Dreh- und Schleifmaschine für außen und innen liegende Lagerstellen und Kurbelzapfen. Von Rambuscheck. (Werkst.-Technik 1. Dez. 12 S. 609/12*) Ausführliche Darstellung der Maschine von Meyer & Schmidt, Offenbach a. M., auf der Kurbelwellen ohne Umspannen geschliffen werden können.

A powerful slotting machine. (Engineer 6. Dez. 12 S. 602/04*) Die von J. Buckton & Co., Leeds, gebaute Maschine von 1,5 m Ständerausladung wird von einem umsteuerbaren Elektromotor von 20 PS angetrieben. Das Werkzeug übt bei 0,076 m/min Schnittgeschwindigkeit rd. 20 t Schneidkraft aus.

Herstellung von Metallüberzügen durch Anreiben. (Werkst.-Technik 1. Dez. 12 S. 630/32*) Angaben über Verfahren zum Ueberziehen von Metallteilen mit Kupfer, Zinn, Messing, Nickel, Silber und Gold durch Anreiben. Die Wirkungsweise des Verfahrens wird auf Elektrolyse zurückgeführt.

Explosion in einer Münchener Azetylen-Schweißanlage. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Nov. 12 S. 218/20*) S. Zeitschriftenschau vom 30. Nov. 12.

Motorwagen und Fahrräder.

The design of automobile springs. Von Coapman. (Am. Mach. 7. Dez. 12 S. 804/06*) Verteilung der Achsdrücke beim Motorwagen. Durchbiegungen halb- und 3/4-elliptischer Federn. Vorderfedern. Dicke der Federlagen.

Papierindustrie.

Der Neubau der Sulfit-Zellstoff-Fabrik zu Maltsch a. O. Von Iwand. (Beton u. Eisen 27. Nov. 12 S. 418/20* mit 1 Taf.) Einzelheiten der 16 m weit gespannten Zweigelenk-Bogenbinder aus Eisenbeton über dem Maschinenhaus. Pyritsilo von 1400 t Fassungsraum.

Pumpen und Gebläse.

Vergleichende Untersuchungen an Wasserstrahl-Luftpumpen. Von Grunewald. Schluß. (Z. Ver. deutsch. Ing. 14. Dez. 12 S. 2011/21*) Schaulinien über das geförderte Luftgewicht in g/PS-sk, über die geförderte Luftmenge in ltr/PS-sk, über den erzielten Wirkungsgrad und über die an die Pumpenwelle abgegebene Arbeit.

Straßenbahnen.

A stepless storage battery car. (El. Railw. Journ. 23. Nov. 12 S. 1057/60*) Der zweiachsige 8,7 m lange Wagen von 2,3 m Radstand enthält 34 Sitzplätze und hat einen tiefliegenden Mitteleingang. Die beiden Batterien von je 44 Zellen wiegen 1950 kg und sind unter den Längssitzen an den Wagenenden angeordnet.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Note on fly-wheel design for internal-combustion engines. Von Boswall. (Engng. 6. Dez. 12 S. 764/66*) Einfluß der Aussetzerregelung auf die Schwankungen der Umlaufgeschwindigkeit. Berechnung des Schwungradgewichtes für Gasmaschinen mit Aussetzerregelung.

Betriebsschäden an Dieselmaschinen. Von Röster. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Nov. 12 S. 214/16*) Untersuchungen über den Bruch der Pleuelstangen bei einer 50 PS-Einzylinder- und einer 100 PS-Zweizylindermaschine: der Unfall wird auf mangelhafte Bedienung und schlechte Kühlung zurückgeführt.

Wasserversorgung.

Selbsttätige Wasserversorgung. Von Schacht. (Dingler 7. Dez. 12 S. 775/76*) Selbsttätiges Anlassen von Pumpen, die in einen offenen Hochbehälter oder in einen geschlossenen Druckkessel fördern. Beschreibung verschiedener Anlasser. Schluß folgt.

Werkstätten und Fabriken.

Die Maschinenbauwerkstätten der Firma Dolze & Slotta in Coswig, Sa. Von Franz. (Werkst.-Technik 1. Dez. 12 S. 638/39*) Die durch den Neubau erweiterte Werkstatt ist rd. 50 m lang und 22 m breit. Das 6 m breite, von einem 5 t-Kran bediente Mittelschiff ist rd. 11 m hoch.

Rundschau.

Versuch mit einem 7800 pferdigen Föttinger-Transformator.

In dem Prüffeld der Hamburger Turbinenwerkstatt der Vulcan-Werke hat in den letzten Wochen ein Versuch stattgefunden, der dazu dienen sollte, die Verwendbarkeit des Föttinger-Transformators im größten Maßstabe nachzuweisen. Der umsteuerbare Transformator, der einem Versuch von 14 tägiger Dauer unter hoher Belastung unterworfen wurde, ist für die Uebertragung einer Normalleistung von 7800 PS bei 800 Uml./min der treibenden und 160 Uml./min der getriebenen Welle gebaut; die Anlage ist für den Antrieb eines großen Dampfers einer bedeutenden deutschen Reederie bestimmt.

Die Versuchsanordnung, s. Fig. 1 bis 3 auf Textblatt 36, ist folgende:

In dem Prüffeld sind eine Dampfturbine der Bauart Curtis-AEG-Vulcan mit zugehöriger vollständiger Kondensationsanlage und 5 Wasserrohrkessel von je 410 qm Heizfläche aufgestellt. Mit der Turbine ist der treibende Teil des Transformators gekuppelt.

Die Leistung wird durch eine hydrodynamische Föttinger-Bremse abgebremst, die für eine Höchstleistung von 15000 PS gebaut ist; auch der Schraubenschub wird auf dem Prüffeld durch hydraulisch erzeugten Axialschub ersetzt, so daß der Transformator unter denselben Bedingungen betrieben wird, wie später im Schiff. Zwischen der Antriebturbine und dem Transformator einerseits und dem Transformator und der Bremse anderseits ist je ein Föttinger-Torsions-Indikator eingeschaltet, um die Turbinenleistung zu messen und die von der Bremse indizierte Leistung zu prüfen.

Die bisherigen Versuche haben einen Wirkungsgrad bis zu 90 vH ergeben. Der Transformator läuft völlig ruhig, erschütterungsfrei und geräuschlos, und die Umsteuerung vollzieht sich mit erstaunlicher Schnelligkeit und Sicherheit. Die Umlaufzahl der Turbine wird auch während der Maschinenmanöver durch einen Fliehkraftregler dauernd zwischen bestimmten Grenzen gehalten.

Ueber die Konstruktion und die Wirkungsweise des Föttinger-Transformators ist bereits früher in dieser Zeitschrift berichtet worden[1]).

[1]) Z. 1909 S. 2020.

Die Eigenschaften des Föttinger-Transformators und die dem Transformator wie jeder Druckwasser-Kraftmaschine eigenen Vorzüge machen ihn besonders geeignet als Zwischengetriebe auf Schiffen zwischen Dampfturbine und Schraube. Für die Dampfturbine sind aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und der Beschränkung der Abmessungen und Gewichte höhere Drehzahlen erwünscht, als man sie für die Schraube unter Einhaltung eines guten Wirkungsgrades ausführen kann. Die Bedeutung des Transformators liegt darin, daß er die Möglichkeit einer völlig betriebsicheren und wirtschaftlichen Uebersetzung gewährt, also den vorerwähnten Zwiespalt beseitigt und gestattet, Turbine wie Schraube mit den für sie günstigsten Drehzahlen laufen zu lassen.

Ueber die bisherigen Ausführungen der Vulcan-Werke und die Erfolge, die mit dem Transformator zu verzeichnen sind, sei folgendes erwähnt:

Der erste Einbau des Föttinger-Transformators an Bord des Werftdampfers »Föttinger-Transformator« (im Jahre 1909) hat bereits wertvolle Versuchsergebnisse gezeitigt, und auch die Betriebserfahrungen während dreier Jahre dürfen vorzügliche genannt werden; der Dampfer ist ununterbrochen in Fahrt gewesen und hat sich als sehr manövrierfähig erwiesen, besonders bei wiederholten Fahrten zwischen Hamburg und Stettin in schwerem Wetter. Der erste Föttinger-Transformator für fremde Rechnung wurde für eine englische Firma geliefert. Diese Anlage von 150 PS wurde in einen Küstendampfer eingebaut, der durch Sauggasmaschinen angetrieben wurde. Die mit rd. 900 PS vorgenommene Werkstatterprobung ergab einen höchsten Wirkungsgrad von über 88 vH. Anfang dieses Jahres wurde dann von einer deutschen Reederei der Auftrag auf einen großen transatlantischen Dampfer gegeben, in den der oben erwähnte Transformator eingebaut werden soll. Dem Auftrage auf diese große Anlage ist die Bestellung einer weiteren bereits gefolgt: ein von den Vulcan-Werken gebautes Schiff von 1700 t Wasserverdrängung für den Nordseebäderdienst wird mit zwei schnellaufenden Turbinen und Föttinger-Transformatoren für rd. 2×3000 Wellenpferdestärken ausgestattet.

Die gute Manövrierfähigkeit des Föttinger-Transformators, die bei der Versuchsanlage auf dem Werftdampfer während dreier Jahre nachgewiesen wurde, gab die Anregung, den Schiffsantrieb durch Dieselmaschinen in Verbindung mit Föttinger-Transformatoren zu versuchen. Auch auf diesem Gebiet ist bereits ein Erfolg zu verzeichnen. Die Firma Cockerill in Belgien hat für einen für den Kongo bestimmten Dampfer (rd. 2×550 Wellenpferdestärken) zwei Transformatoren in Auftrag gegeben. Die in der Ausführung befindliche Maschinenanlage zeigt den besondern Vorteil, daß die nicht umsteuerbaren Dieselmaschinen mit niedriger Geschwindigkeit betrieben werden können, also sehr betriebsicher sind, während die Schraubenwellen mit höherer Umlaufzahl laufen, eine Aufgabe, die bei diesem Schiffe wegen der durch die Fahrwassertiefen bedingten Kleinheit der Schrauben unbedingt gelöst werden mußte. Der Föttinger-Transformator übersetzt also in diesem Falle ins Schnelle. Auch diese Anlage wird gegenwärtig im Stettiner Prüffeld der Vulcan-Werke erprobt. Die Entwicklung des Föttinger-Transformators für Schiffsanlagen förderte die Einführung dieses Uebersetzungsgetriebes auch für die Verwendungsgebiete auf dem Lande. Die ersten Konstruktionen für Automobile und Lokomotiven, letztere in Verbindung mit Dieselmaschinen, nähern sich ihrem Abschluß, während ein durch Dampfturbine mit Föttinger-Transformator angetriebenes Feineisenwalzwerk eines großen industriellen Werkes seit September 1912 in Betrieb ist. Auch letztere Anlage darf als durchaus gelungen bezeichnet werden. Regel- und Anpaßfähigkeit bei den stark und äußerst rasch schwankenden Leistungen des Walzwerkbetriebes sind einwandfrei. Es ist vollkommen gelungen, die Umlaufzahl der Walzenstraße zwischen völligem Leerlauf und höchster Spitzenleistung in Grenzen von 6 bis 8 vH dauernd gleich zu halten. Die Anlage ist bis zu rd. 2800 PS an der getriebenen Welle überlastbar und wird mit einer mittleren Uebersetzung von 1:4,8 betrieben. Der Wirkungsgrad dieses Transformators läßt sich in den weitesten Grenzen fast dauernd auf rd. 85 vH halten. Neben diesen großen Anlagen sind einige kleinere zum Antrieb von Gebläsemaschinen, Hebezeugen usw. ausgeführt.

Die bisherigen Anwendungen haben einwandfrei gezeigt, daß das Föttinger-Getriebe für die höchsten Umlaufzahlen und Leistungen betriebsicher ist. Die Versuchszeit des Föttinger-Transformators darf somit als überwunden bezeichnet und die Erfindung als zur gewerblichen Verwertung in größtem Maßstabe reif erklärt werden.

Vollendung der Hedschasbahn. Von den in unserer Mitteilung — Z. 1912 S. 1563 — erwähnten Strecken ist die von Haifa nach Akka nahezu vollendet; es sind nur noch zwei Brücken über den Kison fertigzustellen, deren Bau sich infolge der schwierigen Gründung etwas verzögert hat; auch die übrigen Zweiglinien gehen ihrer Vollendung entgegen. Auf dem See Genezareth, dessen Südufer die Hedschasbahn bei Samach berührt, hat die Leitung der Bahn einen täglichen Dampferdienst eingerichtet, durch den Tiberias und Kapernaum eine regelmäßige Verbindung mit Samach erhalten. Zur weiteren Verbesserung der Verkehrsverhältnisse in Palästina plant man den Bau eines Hafens in Jaffa. (Zeitung des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen 7. Dez. 1912)

Hochliegende Turbinenkammern mit künstlicher Luftabsaugung. Um bei Wasserkraftanlagen mit liegender Turbinenwelle zum unmittelbaren Antrieb von Dynamomaschinen die Maschinenhalle mit den gegen Wasser empfindlichen elektrischen Maschinen und Schalteinrichtungen vor Ueberflutung bei Hochwasser oder Rückstau zu schützen, ist es notwendig, die Turbine so hoch wie möglich aufzustellen. Insbesondere bei niedrigem Gefäll ist diese Anordnung schwer durchzuführen, weil dann der Wasserspiegel in der Turbinenkammer so dicht über dem Turbineneinlauf liegt, daß das Wasser dem Umfange des Laufrades sehr ungleichmäßig zugeführt und viel Luft mitgerissen wird. Infolgedessen ergibt die Turbine bei schlechtem Wirkungsgrad nur eine geringere Leistung, als ihren Abmessungen entspricht. Um dies zu verhindern, führt man die Turbinenkammern mit einem Gewölbe über der Turbine aus. Das Gewölbe, dessen vordere, nach dem Oberwasser hin liegende Kante unter den Oberwasserspiegel hinabreicht und dessen Scheitel höher als der Oberwasserspiegel liegt, nimmt dann soviel Wasser auf, daß es dem Leitrade von allen Seiten ziemlich gleichmäßig zuströmt. Beim Anlassen der Turbine muß man aber das Wasser im Gewölbe durch verschiedene Hülfsmittel, z. B. Aufstellen von Nadeln im Ablaufkanal, künstlich aufstauen und die Luft aus dem Gewölbe durch Luftpumpen absaugen. Auch während des Betriebes kommt es vor, daß sich wieder ein Luftsack im Gewölbe bildet, der sofort abgesaugt werden muß.

Escher, Wyß & Cie. haben nun bei mehreren Wasserkraftanlagen eine ziemlich einfache Absaugvorrichtung ausgeführt, die die Bildung eines Luftsackes in der Turbinenkammer selbsttätig verhindert und ermöglicht, derartig hoch aufgestellte Turbinen unmittelbar aus dem Stand anzulassen, ohne daß das Wasser in der Kammer künstlich angestaut werden müßte. Die Vorrichtung besteht aus einem oder mehreren Rohren, die vom Saugkrümmer oder Ablaufkanal der Turbine durch die Turbinenkammer bis zum Scheitel des Kammergewölbes hinaufgeführt werden. Das Absaugrohr endigt mit einem nach unten gekrümmten Mundstück zweckmäßig in einer von dem darüberliegenden Raume zugänglichen, aber während des Betriebes dicht verschlossenen Aussparung in der Gewölbedecke. Ist nun Luft im Gewölbescheitel, z. B. beim Anlassen der Turbine, so saugt das durch den Ablaufkrümmer strömende Wasser die Luft ab, und das Oberwasser steigt in der Kammer bis zur Gewölbedecke empor. Damit nun nicht ein Teil des Oberwassers aus der Kammer unter Umgehung der Turbine durch das Absaugrohr abströmt, wird die obere Mündung des Absaugrohres durch einen Schwimmer geschlossen, wenn das Wasser bis zum Gewölbescheitel emporgestiegen ist.

Solche Absaugvorrichtungen sind mit Erfolg für die Wasserkraftanlage Unterbruck in Bayern der Amperewerke A.-G. in München, für die Turbinenanlage von Jenny & Schindler in Kennelbach, Tirol, für das Werk St. Mortier der Société Union électrique de St. Claude in Frankreich, für eine Turbinenanlage in Barcelona und für die Anlage von Günther & Richter in Wernsdorf geliefert worden. Escher, Wyß & Co. führen auch noch einfachere Absaugvorrichtungen ohne Schwimmerverschluß der Rohrmündung aus, aber hierbei muß ein ständiger, sonst nutzloser Wasserabfluß aus der Turbinenkammer in den Kauf genommen werden.

Große Turbodynamos. Wie in Amerika, z. B. bei den Chicagoer Elektrizitätswerken, die Leistung der einzelnen Maschinensätze immer mehr gesteigert worden ist, so verwenden auch einzelne deutsche Werke jetzt Turbodynamos von ganz außergewöhnlich großen Leistungen. Insbesondere das Rheinisch-Westfälische Elektrizitätswerk hat diese am wirtschaftlichsten arbeitenden und im Verhätnis am wenigsten Raum beanspruchenden Maschinengrößen schon seit 1903 bevorzugt, als sie die damals größte, 10000pferdige Dampfturbine von Brown, Boveri & Cie. in ihrem Essener Werk

Versuch mit einem 7800pferdigem Föttinger-Transformator.

Fig. 1. Getriebener Teil des Transformators.

Fig. 2. Transformator mit geöffnetem Gehäuse.

Fig. 3. Versuchsstand (links Dampfturbine von 10000 PSe, rechts Föttinger-Bremse).

aufstellte. In diesem Werke wird jetzt auch die in Z. 1912 S. 1472 erwähnte 15000 KW-Turbodynamo von Escher, Wyß & Co und den Siemens-Schuckert Werken aufgestellt. Inzwischen hat das Rheinisch-Westfälische Elektrizitätswerk seine Anlage in Düsseldorf-Reisholz mit zwei gleich leistungsfähigen Turbodynamos ausgestattet, die seit Mitte 1912 im Betriebe sind. Von diesen beiden Maschinen ist je eine von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft und von Brown, Boveri & Cie. geliefert worden. Die Dampfturbinen leisten je rd. 30000 PS und die Drehstromerzeuger 21500 KVA, d. h. rd. 15000 KW bei $\cos\varphi = 0,7$. Die Maschinen können um 25 vH überlastet werden. In der Anlage in Reisholz stehen außerdem noch drei 5000 KW-Turbodynamos, von denen je eine von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft, von Escher, Wyß & Co. zusammen mit den Siemens-Schuckert Werken und von der Germania-Werft zusammen mit den Felten & Guilleaume-Lahmeyer-Werken stammen. Alle fünf Maschinensätze von insgesamt 45000 KW Leistung sind in einer Halle von 54,65 m Länge und 24 m Breite untergebracht, an deren einem Ende noch ein Zufuhrgleis verlegt ist. Die Maschinen stehen quer in der Halle. Die 15000 KW-Maschine der AEG ist 15310 mm lang und 4750 mm breit, die von Brown, Boveri & Cie. 15175 mm lang und 4260 mm breit. Beide stehen in 7500 mm Mittenabstand. Demgegenüber nehmen die drei 5000 KW-Maschinen, die mit 8100 und 8200 mm Mittenabstand aufgestellt sind, in der größten Länge 14995 mm und in der Breite über alles 20130 mm ein. Bei den neuen 15000 KW-Maschinen hat man also reichlich ein Viertel an Grundfläche gespart. Die 15000 KW-Turbodynamo von Escher, Wyß & Co. und den Siemens-Schuckert Werken in Essen weist mit 15500 mm Länge und 4400 m Breite ähnliche Maße auf.

Neuerdings ist das Kommunale Elektrizitätswerk A.-G. in Hagen in Westfalen noch weiter gegangen, indem es bei Brown, Boveri & Cie. eine Dampfturbine von 40000 PS bestellt hat, die leistungsfähigste Maschine, die in Europa ausgeführt wird.

Die Wasserversorgung hochgelegener Gebäude, z. B. der Gasthäuser im Hochgebirge, machte früher, wo man auf das Hinauftragen kleiner Wasserfässer angewiesen war, große Schwierigkeiten. Neuerdings werden auch hierfür mehr und mehr Maschinenanlagen verwendet. Die 1605 m ü. M. gelegenen Gasthäuser und das Observatorium der Schneekoppe, deren Wasserversorgung aus einer 1395 m hoch liegenden Quelle mittels Tragfässern mehrere Tausend Mark Kosten verursachte, sollen jetzt ebenfalls aus einer Pumpanlage gespeist werden. Das Wasser mehrerer Quellen wird mit 60 m Gefälle durch eine Freistrahlturbine geleitet, die eine Hochdruckpumpe antreibt. Das Wasser wird durch eine 700 m lange Rohrleitung 500 m hoch in den im Dache eines Gasthauses aufgestellten Behälter gefördert. Die Maschinenanlage wird in einer aus dem Felsen herausgesprengten Kammer aufgestellt, damit sie vor Lawinen- und Unwetterbeschädigungen geschützt ist. Zur Aushülfe bei Wassermangel dient ein Benzinmotor.

Der Riesendampfer „Aquitania", der bei John Brown & Co. in Clydebank für die Cunard-Linie in Bau begriffen ist, soll ungefähr die Abmessungen des für die Hamburg-Amerika-Linie von den Vulcanwerken erbauten Dampfers »Imperator« erhalten. Genauere Angaben über Länge, Breite und Wasserverdrängung sind bisher von der Bauwerft noch nicht gemacht. Die Geschwindigkeit des Schiffes soll jedoch nicht die der beiden Cunard-Dampfer »Lusitania« und »Mauretania« erreichen, vielmehr sind nur rd. 23 Knoten in Aussicht genommen. Zum Antrieb dienen Parsons-Turbinen, die auf vier Schraubenwellen arbeiten. Der Dampf wird im Gegensatz zu den neuesten deutschen Riesendampfern, auf denen Wasserrohrkessel verwendet werden, noch in zylindrischen Feuerrohrkesseln erzeugt. Der Stapellauf der »Aquitania« soll voraussichtlich im März n. J. stattfinden, so daß das Schiff etwa im Frühling 1914 in Betrieb genommen werden kann. Ein zweiter, noch größerer Riesendampfer »Britannic« für die White Star-Linie ist auf der Werft von Harland & Wolff in Befast im Bau.

Die größte Eisenbeton-Bogenbrücke der Schweiz wird zurzeit in der Nähe der Bundesstadt Bern erbaut. Bisher nahm die Gmündertobel-Brücke mit 78,7 m Spannweite diese Stelle ein. Die neue Hallenbrücke, die die Aare etwa 700 m unterhalb der Neubrücke überspannen wird, hat eine Länge von 232 m, die Höhe der Fahrbahn liegt rd. 40 m über M.-W. Die Hauptöffnung der Brücke hat 87,3 m Spannweite. Auf der südlichen Seite schließen sich an den Hauptbogen zwei kleinere, je 10 m lange Balkenkonstruktionen an. Auf der Nordseite werden sich 4 Bogen von je 21 m Länge und zwei Balkenbrücken von je 10 m anschließen. Der Bau der Brücke ist bereits so weit vorgeschritten, daß sie im nächsten Jahre dem Verkehr übergeben werden kann. (Der Brückenbau 20. November 1912)

Uebersetzungsgetriebe für Schiffsturbinen. Bisher waren nur einige schneller laufende Dampfer (»Vespasian«) mit Zahnrädergetrieben versehen, welche die hohe Geschwindigkeit der Dampfturbinen auf die für eine gute Wirkung der Schiffschraube erforderliche Geschwindigkeit herabminderten. Zurzeit wird auf der Schiffswerft von Doxford in Sunderland jedoch auch ein Frachtdampfer von 7800 t, der rd. 10 Knoten laufen soll, mit Uebersetzungsgetriebe versehen. Man erwartet hierdurch bedeutende Kohlenersparnis gegenüber einer gleichwertigen gewöhnlichen Dampfmaschinenanlage. (The Engineer 29. November 1912)

Preisausschreiben. Das Zentralbureau für Azetylen und autogene Metallbearbeitung in Nürnberg hat, veranlaßt durch das Bestreben, die autogenen Schweißverfahren zu vervollkommnen, beschlossen, zwei Preise von 1000 und 500 ℳ für die erfolgreiche schriftliche Bearbeitung folgender Fragen ausgesetzt: Auf welche Weise lassen sich Schlackeneinschlüsse und unganze Stellen sowie etwa eingetretene Ueberhitzungen des Materiales bei autogenen Schweißverbindungen nachweisen, ohne daß die Schweißstelle beschädigt wird? Die Arbeiten sind bis zum 1. Juli 1913 an das Zentralbureau für Azetylen und autogene Metallbearbeitung, Nürnberg, Gugelstr. 54, einzureichen.

Berichtigung.

In Z. 1912 S. 1932 sind in Fig. 2 des Aufsatzes von Föppl »Die Windkräfte an Platten . . . .« die Bezeichnungen Eiffel (Fallversuche) und Eiffel (Versuchsanstalt) miteinander zu vertauschen.

Patentbericht

Kl. 1. Nr. 245128. Periodische Austragvorrichtung. R. E. Trottier, Puteaux (Frankreich). Das Gewicht a hält den Behälter b in schräger Lage und sein unteres Ende mittels eines gelenkigen Verschlusses c, d, e, f abgeschlossen. Nach Aufnahme einer bestimmten Füllmasse senkt sich der Behälter, öffnet sich zugleich und schwingt nach der Entleerung wieder nach oben. Während des Abwärtsschwingens schließt der mit Gegengewicht g versehene Verschluß h den Einlaß i. Eine kleine Oeffnung k verhindert, daß beim Ausschütten eine Luftverdünnung in b entsteht.

Kl. 5. Nr 245264. Preßluftbohrhammer. E. Altenhoff, Oberhausen (Rheinland). Der Bohrhammer a stützt sich auf das Klemmeisen b hinten mit dem schlittenartigen Fortsatz c, der eine freie Verschiebung gestattet, und vorn mittels der drehbaren Ringklemme d mit den geschärften und gehärteten Kanten e. Die Ringklemme wird durch das Gewicht des Hammers in Klemmstellung gebracht, kommt aber beim Anheben des vorderen Hammerteiles außer Wirkung. Die im Betrieb auftretenden Erschütterungen bewirken ein genügendes Anheben, um die Bohrerschneide vom Vorwärtsdruck zu entlasten.

Kl. 5. Nr. 245567. Niederschlagen des Staubes an Preßluftbohrhämmern. P. Alvermann, Dortmund, und W. Fincke, Bochum. Das durch die Leitung a zugeführte Wasser tritt in den Ringkanal b und aus diesem durch die Düsen c gegen das im Hammerkopf frei drehbare Turbinenschaufelrad d. Die schräg auf die Schaufel treffenden einzelnen Strahlen werden fein zerstäubt, und die feinen Wasserteilchen werden vom Rade abgeschleudert, durch die Siebkappe e parallel gerichtet und bilden einen bis zum Bohrloch reichenden dichten Wasserschleier.

Kl. 18. Nr. 245763. Gebläse für Konverteranlagen. Gutehoffnungshütte, Aktienverein für Bergbau und Hüttenbetrieb, Oberhausen (Rhld.). Die Gebläseanlage ist in mehrere Maschineneinheiten unterteilt, die durch eine gemeinsame Fernsteuerung beherrscht und geregelt werden.

Kl. 5. Nr. 245265. Stützhebel für Gesteinbohrhämmer. J. Kubát, Kladno (Böhmen). Der Stützhebel besteht aus dem in der Mitte durchgebogenen Träger *a* mit der Spitze *b* und dem Schaft *c*. Auf die gegenüber dem durchgebogenen Teil an Spannfedern *d* aufgehängte Schiene *e* stützt sich der Handgriff *f* des am Seil *g* aufgehängten Hammers *h*, der durch Auf- und Abwinden des Seiles mittels der Spule *i* gehoben und gesenkt werden kann.

Kl. 10. Nr. 245488. Abstreichvorrichtung für Koks. F. Méguin & Co. und W. Müller, Dillingen, Saar. Auf der Achse *a* der vor den Koksöfen *b* verfahrbaren Drehscheibe *c* sitzt ein Abstreicher *d* drehbar. Beim Ablöschen des Kokses durch über der Drehscheibe befindliche Brausen dreht sich *d* mit der Scheibe, beim Verladen wird er jedoch durch Oeffnen der ausschwenkbaren Klappe *e* mittels Anschlags *f* festgehalten und stürzt den Koks über Sieb *g*.

Kl. 14 Nr. 241183 und Zusatz Nr. 241738. Schiebersteuerung für Kraftmaschinen und Pumpen. Société Ballot & Cie., Paris. Der schwingende Steuerschieber *a* besteht aus einer Schale von halbkugeliger Gestalt und führt sich in dem entsprechend gestalteten Zylinderkopf *b* mit Ein- und Auslaßöffnungen *c* und *d*. Nach dem Zusatzpatent wird der Schalenschieber *a* durch eine auf ihm sitzende Laufrolle *f* gesteuert, die in die sinoidische Nut *g*, Fig. 2, einer umlaufenden Steuerscheibe *h* in ständig gleichem Abstand vom Mittelpunkt der Halbkugel eingreift.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 14. Nr. 241387. Dampfmaschine mit Heizung durch den Betriebsdampf. J. Stumpf, Berlin. Wird der Betriebsdampf, bevor er in den Zylinder tritt, zur Heizung des Zylinderkopfes benutzt, so wird er dadurch stark angewässert. Um dieses Wasser unmittelbar vor dem Eintritt des Dampfes in den Zylinder abzuscheiden, ist jedes Einlaßventil *e* von einem Gitter *g* umgeben, das als Wasserabscheider wirkt. Aus der Tropfschale *h* wird das Wasser in einen Kondenstopf abgeleitet.

Kl. 18. Nr. 245046. Schlackenwagen. A.-G. Neußer Eisenwerk vorm. Rudolf Daelen, Düsseldorf-Heerdt. Die auf den Zahnstangen *a* laufenden, die Schlackenpfanne *b* tragenden Zahnräder *c* sind als Kettentrommeln ausgebildet. Zwei Ketten *d* und *e* sind auf ihnen befestigt und über nachstellbare Führungsrollen *f* zu dem in der hohl ausgebildeten Zahnstange *a* gelagerten Triebrad *g* geführt, auf dem sie, wieder entgegengesetzt zueinander gerichtet, befestigt sind.

Kl. 18. Nr. 245134. Blockwärmofen. L. A. Smallwood, Handsworth (Engl.). Die zum Vorwärmen der Blöcke oder dergl. dienenden Nebenkammern *a* sind, um die von der Hauptkammer *b* ausgestrahlte Wärme möglichst auszunutzen, zu deren beiden Seiten angeordnet.

Kl. 35. Nr. 240450. Lastmagnet. Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg. Mittels eines oder mehrerer Hülfsmagnete *b* und Drahtspulen *d* werden die Kraftlinien des Hauptmagneten *a*,*c* so beeinflußt, daß sie tiefer verlaufen. Es können somit größere Mengen von Masseln, Blechen, Schrott oder dergl. gehoben werden, so daß ihr Gewicht besser als bisher der Tragkraft des Magneten für ein volles Stück entspricht.

Kl 31. Nr. 245771. Rüttelformmaschine. B. Keller, Duisburg-Meiderich. Der Rüttelkolben *a* für den Formtisch *b* spielt in einem Körper *c*, der auf einen unteren ortfesten Kolben *d* aufgeschoben ist. Beide Zylinderräume können von *e* aus mit Druckluft versehen werden. Vor dem Rütteln mittels Kolbens *a* wird der Formsand im Kasten *f* durch Zuleiten von Preßluft über den Kolben *d* oberflächlich gepreßt. Sodann wird der Formsand nach Ablassen eines Teiles der Druckluft über dem Kolben *d* durch Zuleiten von Druckluft zu dem Kolben *a* durch Rütteln weiter verdichtet, wobei die über dem Kolben *d* eingeschlossene Druckluft dämpfend wirkt.

Kl. 46. Nr. 240769. Steuerung für Verbrennungskraftmaschinen. G. E. Samain, Paris. Zwei durch Schubstangen *a*,*b* von gekröpften Wellen aus bewegte Steuerschieber *c*,*d* arbeiten so zusammen, daß *d* einen Ventilsitz für den als Ventil dienenden Schieber *c* bildet. Während der Verbrennung und der Verdichtung sitzt *c* auf *d* auf und während des Ein- und Auslasses der Gase hebt sich *c* von *d* ab, so daß der ringförmige Schlitz *f* frei wird. *c* und *d* führen sich innen auf einem feststehenden, wassergekühlten Kolben *g*. *d* ist mit seiner Schubstange *b* durch einen Anschlag *h* und eine Feder *i* verbunden.

Kl. 49. Nr. 244954. Ausdrehen von Radreifen. Kalker Werkzeugmaschinenfabrik Breuer, Schumacher & Co. A.-G., Köln-Kalk. Die zylindrischen Innenflächen des Reifens *a* werden durch die selbsttätig vorgeschobenen Meißel *b* und *c* bearbeitet. *c* wird mittels Handhebels *d* zurückgezogen, sobald er an die Stelle *e* gelangt. Das Werkzeug *f* zum Bearbeiten der Anlauffläche und zum Schlichten der Radsitzfläche wird, ebenso wie das vollständig getrennt angeordnete Werkzeug *g* für die Sprengringnut zweckmäßig mit der Hand in der Pfeilrichtung vorgeschoben.

Kl. 50. Nr. 246316. Walzenstuhl. H. Brunner, Henau (Schweiz). Die zwischen den Speisewalzen *b* und den Mahlwalzen *a*, a_1 liegende wagerechte oder annähernd wagerechte Führungsplatte *e* oder ein statt ihrer angeordnetes Förderband wird parallel zur Längsachse der Walzen geschüttelt, um das Mahlgut zu verteilen.

Kl. 49. Nr. 244016. Maschine zum Biegen von Profileisen. Wilh. Momma, Werkzeugmaschinenfabrik, Wetzlar. Die drei Biegewalzen *a*, *b*, *c* haben nebeneinander die beiden Hälften des Profileisens eingelassen, so daß das Profileisen nach beiden Seiten gebogen werden kann, ohne daß die Walzen verstellt werden.

Kl. 59. Nr. 244982. Schmiervorrichtung für die Lager von Rohrpumpen. O. Neufeldt und W. Zurovec, Dresden. Die Welle *a* ist in einem wasserdichten, ganz mit Oel gefüllten Rohr *b* gelagert, das an den über der Pumpe *c* angebrachten Behälter *d* angeschlossen ist. *d* und ein Rohr *e* sind mit Wasser gefüllt. Im Betriebe hält die Wassersäule in *e* der Oelsäule in *b* das Gleichgewicht. Aus der Pumpe bei *f* in den Raum *d* eintretendes Wasser läuft durch ein Ventil *g* ab.

Kl. 63. Nr. 250816. Sprengwerk für Fahrzeug-Rahmen. Motoren- und Lastwagen-A.-G., Aachen. Der Rahmen ist durch ein Sprengwerk verstärkt, dessen Druckstreben *b* aus Federn bestehen, so daß sich die Rahmen bis zu einem gewissen Grade durchbiegen können, ohne das Sprengwerk zu beanspruchen.

Zuschriften an die Redaktion.

Hochleistungs-Wasserrohrkessel-Anlage im Elektrizitätswerk der Stadt Brandenburg a. H.

Geehrte Redaktion!

Ich knüpfe an den Schlußsatz des Aufsatzes (Z. 1912 S. 1708 u. f.) an, in dem es heißt: »Aus der Zahlentafel ist ersichtlich, daß die Garantie nicht nur erreicht, sondern teilweise überschritten wurde«, und erlaube mir als langjähriger Feuerungstechniker den Beweis dafür zu erbringen, daß dieser Schluß nicht richtig ist.

Laut Angabe hatten die Deutschen Ekonomiserwerke G. m. b. H. in Düsseldorf-Grafenberg garantiert, daß der von ihnen gelieferte Vorwärmer von 144 qm Heizfläche eine Erwärmung von 5600 ltr/st Wasser von 40 auf 100° ergeben sollte, und daß dann der Wirkungsgrad des Kessels durch die Vorwärmung von 75 auf 82 vH erhöht wird.

Aus den Zahlen der Zusammenstellung ist ohne weiteres ersichtlich, daß diese Garantie nicht erreicht ist. Der Wirkungsgrad soll ohne Ekonomiser 79 vH und mit Ekonomiser 83,3 vH betragen haben, mithin hat der Wirkungsgrad des Ekonomisers durch die Vorwärmung nicht 7 vH, sondern nur 4,3 vH betragen.

Daß aber die Garantie des Ekonomiser-Lieferanten überhaupt nicht erreicht ist, beweise ich wie folgt:

Garantiert war ganz allgemein, und leider ist dies immer noch üblich, eine Erwärmung von 5600 ltr von 40 auf 100°, d. h. eine Wärmeaufnahme des Ekonomisers von 5600 × 60 = 336000 WE oder auf 1 qm Ekonomiserheizfläche umgerechnet eine Erwärmung von 2330 WE.

Datum des Versuches		24.8.11	25.8.11	26.8.11
Dampferzeugung für 1 st	kg	5475	6080	7305
» auf 1 qm Heizfläche	»	27,2	30,2	36,5
mittlere Temperatur des Speisewassers vor dem Ekonomiser	°C	31	45	36
mittlere Temperatur des Speisewassers hinter dem Ekonomiser	»	73	82	71
Erwärmung um	»	42	37	35
mittlere Temperatur der Gase vor dem Vorwärmer	»	338?	341?	342?
mittlere Temperatur der Gase hinter dem Vorwärmer	»		190?	201?
mittlerer CO_2 Gehalt der Gase vor dem Vorwärmer	vH	12,4	11,0	10,2
mittlerer CO_2-Gehalt der Gase hinter dem Vorwärmer	»		8,1	7,9
mittlere Zugstärke vor dem Vorwärmer	mm W.-S.		10 bis 11	21
mittlere Zugstärke hinter dem Vorwärmer	mm W.-S.		17 bis 18	31 bis 32
Zugverlust im Ekonomiser	»		6	10 » 11
Wärmeaufnahme des Ekonomisers auf 1 qm Ekonomiserheizfläche	WE	1596	1562	1775

Der Ekonomiser hat aufgenommen:

im ersten Falle auf 1 qm Ekonomiserheizfläche . . 1596 WE
» zweiten » » 1 » » . . 1562 »
» dritten » » 1 » » . . 1775 »

Die Leistung des Ekonomisers ist im günstigsten Falle auf rd. 25 vH und im ungünstigsten Falle um rd. 29 vH hinter der Garantie zurückgeblieben.

Die Differenz zwischen 83,3 und 79 ergibt sogar noch mehr als 30 vH, was daher kommt, daß der Kesselwirkungsgrad höher festgestellt war, als garantiert wurde.

Versuch II und III ergeben, was ich in Aufsätzen über künstlichen Zug des öfteren schreibe, daß man mit Anwendung künstlichen Zuges die Wärmeaufnahmefähigkeit eines Ekonomisers steigern kann.

In diesem Falle ist die Mehrleistung aber so gering, daß, wenn weitere Daten zur Verfügung ständen, der Beweis erbracht werden könnte, daß der Kraftverbrauch des Ventilators, um den verhältnismäßig hohen Zug zu erzeugen, die auf der andern Seite gewonnene Wärmemenge aufzehrt.

Der Zugverlust von 6 mm in einem Ekonomiser von 144 qm Heizfläche ist schon als reichlich hoch zu bezeichnen, des Guten zuviel ist aber ein Zugverlust von 11 mm.

Die Leistung des Ekonomisers würde auch noch bei Versuch I und III schlechter geworden sein, wenn die Garantiebedingungen, 40° Wassereintrittstemperatur, inne gehalten worden wären. Der Unterschied, ob man Wasser von 31° oder von 40° in den Ekonomiser schickt, ist bei gußeisernen Ekonomisern ganz bedeutend.

Des weiteren sind die Temperaturmessungen der Rauchgase vor dem Ekonomiser zu bemängeln. Es ist ganz ausgeschlossen, daß die Temperatur der Rauchgase vor dem Ekonomiser bei einer 36fachen Beanspruchnung nur 4° höher gelegen haben kann als bei einer 27fachen Beanspruchung. Es ist hier wieder der Fehler, den ich so oft rüge, gemacht, daß die Rauchgase die Thermometer nicht an der richtigen Stelle getroffen haben. Die Temperaturen müssen bedeutend höher gewesen sein, als die Messungen ergeben haben. Aus diesem Grunde werden auch die Abgastemperaturen hinter dem Ekonomiser höher gelegen haben, und es ist die ganze Wärmebilanz deshalb zu beanstanden.

Daß die Feststellung der Rauchgastemperatur nicht richtig gewesen sein kann, ergibt ohne weiteres nachstehende Rechnung:

Wenn für 1 st 753 kg Kohlen verbraucht sind, so setze ich hiervon nur 3 kg für Unverbranntes ab, so daß eine Wärmemenge von 750 kg Kohlen für die Anlage zur Ausnutzung gekommen ist. Der Heizwert der Kohle beträgt 6760 WE, und es dürfte eine Kohle von 6760 WE rd. 71 vH Kohlenstoff enthalten. Bei 71 vH Kohlenstoff und einer Rauchgastemperatur von 341° C sowie einem Kohlensäuregehalt von 11 vH enthalten die Gase rd. 750 · 4 · 341 = 1023000 WE. Beim Ekonomiseraustritt enthalten die Rauchgase, weil der Kohlensäuregehalt 8,1 vH betrug, 750 · 5,3 · 190 = 755250 WE. Da der Kohlensäuregehalt beim Ekonomisereintritt 11 vH und beim Ekonomiseraustritt nur 8,1 vH betragen hat, so ist hierdurch der Beweis geliefert, daß zwischen Ein- und Austritt von außen her, und zwar durch die Kratzeröffnungen, kalte Luft, vielleicht mit der Tagestemperatur von 15 bis 20° C, eingetreten ist. Diese Luftmenge wurde erwärmt bezw. kühlte die Rauchgase ab, und dies kommt nicht als Leistung des Ekonomisers in Frage, sondern ist von der dem Ekonomiser zur Verfügung stehenden Wärmemenge abzuziehen. Sie ergibt sich aus der Differenz Wärmemenge beim Ekonomiseraustritt bei 11 bezw. 8,1 vH Kohlensäure.

Bei 11 vH Kohlensäure beträgt die Rauchgasmenge 750 · 4 · 190 = 570000 WE. Die Differenz 755250 — 570000 ergibt 185250 WE.

Ich bemerke ausdrücklich, daß ich hier das spezifische Gewicht der Rauchgase und die Temperatur der angesaugten Luft nicht berücksichtigt habe, sondern nur mit 0,32 rechnete, was aber für eine oberflächliche Nachprüfung einer Wärmebilanz und für die Praxis nicht von großer Bedeutung ist. Der Ekonomiser hat aber tatsächlich 6080 ltr Wasser um 37° erwärmt, also 224960 WE aufgenommen. Dem Ekonomiser hätten somit, wenn die Rauchgastemperaturen richtig wären, nur 185250 WE zur Verfügung gestanden, also hätte der Ekonomiser mehr Wärme aufgenommen, als ihm zur Verfügung gestanden hat. Dies ist natürlich ausgeschlossen. Es müssen die Abgastemperaturen, sowohl vor dem Ekonomiser wie hinter ihm, bedeutend höher gelegen haben. Eine Messung der Rauchgase im Schornstein selbst hätte ohne weiteres hierüber Aufschluß gegeben.

Braunschweig. M. R. Schulz.

Auf die Entgegnung des Hrn. Ingenieurs Schulz, Braunschweig, erwidere ich folgendes:

Zunächst sei festgestellt, daß in meinem Aufsatz versehentlich die Garantiewerte des Angebotes angeführt sind, während bei der Auftragerteilung als Garantien vereinbart wurden:

für den Kessel mit Ueberhitzer
- bei einer Belastung von 28 kg für 1 qm Heizfläche ein Nutzeffekt von 76 vH statt 75 vH,
- bei einer Belastung von 36 kg für 1 qm Heizfläche ein Nutzeffekt von 71 vH statt 70 vH;

für den Ekonomiser
- Erhöhung des Nutzeffektes der Gesamtanlage bei normaler Leistung auf 82 vH durch Erwärmung des Speisewassers von 30° auf 90° C (nicht 40° auf 100°).

Der durch den Versuch bei 30,2 kg Dampferzeugung auf 1 qm Heizfläche erreichte Nutzeffekt der gesamten Anlage stellte sich auf 83,3 vH. Der garantierte Nutzeffekt ist also um 1,3 vH überschritten worden, wobei der Ekonomiser ziffermäßig nur mit 4,3 vH daran beteiligt war. Die mäßige Wirkung des Ekonomisers, die durchaus nicht unbemerkt geblieben war, beruhte auf Undichtigkeiten im Mauerwerk. Doch war der Einfluß in bezug auf das Gesamtergebnis nicht sehr

von Belang. Eine nach dem Versuch vorgenommene Abdichtung der Ekonomiser-Umkleidung hat dann auch im täglichen Betriebe zu Temperatursteigerungen des Speisewassers von 60° C und mehr geführt.

Die Ansicht des Hrn. Schulz, daß im vorgewärmten Wasser mehr Wärme aufgenommen worden sei, als zur Verfügung gestanden habe, beruht auf einem Trugschluß. An Hand des Beispieles des Hrn. Schulz ergibt sich durch überschlägige Rechnung folgendes:

Der Wärmewert der Gase beim Eintritt in den Ekonomiser (11 vH CO_2, 341°) hat 750 · 4 · 341 = 1023000 WE, der der Gase beim Austritt (8,1 vH CO_2, 190°) 750 · 5,3 · 190 = 755250 WE betragen. Der Abfall an CO_2 beweist, daß Luft in den Ekonomiser getreten ist. Die Luft ist durch die Rauchgase natürlich erwärmt worden. Wäre keine kalte Luft angesaugt worden, so würde bei 11 vH CO_2 und bei 190° die in den Rauchgasen enthaltene Wärmemenge beim Austritt aus dem Ekonomiser 750 · 4 · 190 = 570000 WE betragen haben, und die Differenz 755250 — 570000 beträgt, wie Hr. Schulz sehr richtig ausgerechnet hat, 185250 WE. Wie Hr. Schulz in seiner Schlußfolgerung zu der Auffassung gelangt, daß diese Wärmemenge zur Anwärmung des Speisewassers zur Verfügung gestanden haben soll, ist unerfindlich. Diese Wärmemenge hat zur Anwärmung der angesaugten Luftmenge auf 190° gedient; sie stellte also in Hinsicht auf die Speisewassererwärmung einen Verlust, nicht aber die zur Vorwärmung des Wassers verfügbare Wärmemenge dar.

Wäre keine kalte Luft in den Vorwärmer getreten, so würden bei 11 vH CO_2 1023000 — 570000 = 453000 WE im Vorwärmer zur Verfügung gestanden haben. Im vorliegenden Fall war die Wärmeverteilung:

für die Anwärmung des Speisewassers 6080 mal (82—45) . . . . = 224960 WE
für die Anwärmung der angesaugten Luft . . = 185250 »
» » » und Strahlung des Ekonomiser-Mauerwerkes . . . . = 42790 »
453000 WE

Die durch den Schornstein abgeführte Wärmemenge hat 570000 + 185250 = 755250 WE betragen, während im Ekonomiser 1023000 — 755250 = 224960 + 42790 = 267750 WE zur Verarbeitung kamen. Hrn. Schulz ist nun in seinen Ausführungen und im Widerspruch zu seiner auch falschen Schlußfolgerung der Trugschluß unterlaufen, daß er von diesen 267750 WE erst noch die zur Anwärmung der angesaugten kalten Luft verloren gehende Wärmemenge abziehen zu müssen geglaubt hat: dann blieben ihm allerdings nur 267750 — 185250 = 82500 WE übrig, womit die tatsächlich nachgewiesene Vorwärmung allerdings nicht erreichbar war.

Das Vorgehen des Hrn. Schulz, die ganzen Rauchgas-Temperaturmessungen, die von den amtlichen Ingenieuren des Dampfkessel-Revisionsvereines Berlin ausgeführt wurden, und die von mir aufgestellte Wärmebilanz zu beanstanden, beruht also, wie man sieht, auf falscher Anwendung der Versuchsergebnisse.

Die garantierte Speisewasservorwärmung im Ekonomiser ist auch dadurch beeinträchtigt worden, daß die Heizgase im Kessel um 3 vH besser ausgenutzt worden sind, als vorher angenommen und garantiert war.

Durch eine Berechnung, die den tatsächlichen Verhältnissen Rechnung trägt, ist erweisbar, daß auch der Ekonomiser den Garantien entspricht.

Brandenburg a. H., den 16. November 1912. Mahr.

Angelegenheiten des Vereines.

Tafelblätter 1 bis 8 aus den Figuren der Zeitschrift 1912.

Von den bereits in der 48. Hauptversammlung in Koblenz (s. Z. 1907 S. 1524) genehmigten und in der Vorstandsitzung vom 18. März d. J. (s. Z. 1912 S. 816) beschlossenen Tafelblättern haben wir eine Probemappe herausgegeben (s. Z 1912 S. 1020) und an die technischen Schulen und größeren Fabriken gesandt. Die uns daraufhin zugegangenen, zum größten Teil zustimmenden Aeußerungen bestärkten uns in der Ueberzeugung, daß mit diesem Unternehmen der technischen Welt ein Dienst erwiesen würde.

Wir stellen nunmehr die erste Tafelmappe, Tafelblatt 1 bis 8, der Fachgruppe »Landfahrzeuge« zum Verkauf. Weitere Mappen der Fachgruppen »Förder- und Hebezeuge«, »Kraftmaschinen«, »Bauingenieurwesen« sollen in kürzester Zeit folgen.

Tafelblätter 1 bis 8 enthalten Lokomotiven, Personen- und Güterwagen, Tiefladewagen, Düngerwagen, benzolelektrische Lokomotiven, Motorfeuerspritzen usw. Der Preis der Blätter in einer kräftigen Heftmappe beträgt

für Lehrer und Schüler . . . . 1,20 ℳ
für Mitglieder des Vereines . . . . 1,80 »
für sonstige Bezieher . . . . 2,40 »

(Versendung im Inland postfrei. Portozuschuß für das Ausland 10 ₰.)

Wir sind uns bewußt, daß die Einteilung der Fachgruppen und die Anordnung der Figuren bei diesem ersten Versuch nicht allen Ansprüchen gerecht werden kann. Wir glauben aber auch, daß diese Ansprüche und Wünsche je nach den Bedürfnissen der Praxis verschieden sein werden, so daß es notwendig ist, erst in längerer Benutzung die Erfahrungen zu sammeln, die die Grundlagen für etwaige Aenderungen und weitere Unterteilungen bieten können. Wir bitten daher alle Bezieher, uns ihre Erfahrungen und ihre Wünsche mitzuteilen, damit wir auf diese Weise das Unternehmen so ausgestalten können, daß es den Bedürfnissen weitester Kreise genügt.

Die Redaktion.

Der Sonderabdruck der in Z. 1912 S. 1795 u. f. veröffentlichten

Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren

und der dazu gehörigen Erläuterungsberichte

ist in Heftform erschienen und kann gegen Voreinsendung von 50 ₰ von der Geschäftstelle postfrei bezogen werden.

Die nach dem Stande vom Anfang 1912 abgeschlossene, wesentlich erweiterte dritte Auflage des

Bücher- und Zeitschriften-Verzeichnisses

der Bücherei des Vereines deutscher Ingenieure ist fertiggestellt und wird den Mitgliedern gegen Einsendung von 50 ₰ (innerhalb Deutschlands postfrei) zugesandt.

Unsere Büchersammlung dient zugleich als Handbücherei der Redaktion der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure; deshalb können ihre Bestände nicht verliehen werden.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **129. Heft** erschienen; es enthält:

Anton Gramberg: Wirkungsweise und Berechnung der Windkessel von Kolbenpumpen.

Der Preis des Heftes beträgt 2 ℳ postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 ₰ erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 ℳ beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 52. Sonnabend, den 28. Dezember 1912. Band 56.

Inhalt:

Die Subventions-Motorlastwagen der österreichischen Heeresverwaltung.[1]

Von Dr. techn. **A. Heller** in Berlin.

Die Heeresverwaltung unserer Nachbarmonarchie, seit langem bekannt durch ihre lebhafte Anteilnahme an den Fortschritten des Motorfahrzeugwesens sowie durch ihre Versuche, Motorwagen kriegsmäßig zu verwenden, hat mit der erfolgreichen Durchführung der Prüfungsfahrt für Subventions-Lastzüge gegen Ende des vorigen Jahres den Grund zu einer aussichtsreichen Fortentwicklung des österreichischen Motorwagenbaues gelegt. Sie hat damit der österreichischen Motorwagenindustrie Gelegenheit geboten, zum ersten Male auch mit schweren Fahrzeugen in die Oeffentlichkeit zu treten und ihre Leistungsfähigkeit an einer Probestrecke zu erweisen, die an Schwierigkeit wohl kaum ihresgleichen finden dürfte. Die rd. 2000 km lange, in etwa 4 Wochen befahrene Strecke führte von Wien über Ungarn, Schlesien, Mähren, Böhmen, Oberösterreich, Steiermark und Niederösterreich zurück nach Wien und stellte sowohl in bezug auf Mangelhaftigkeit der Straßen als auch in bezug auf Steigungen ungewöhnlich hohe Anforderungen an die Fahrzeuge, denen nur durch besondere bauliche Maßnahmen entsprochen werden konnte.

In Erwartung dieser Anforderungen hatte die k. u. k. Automobilversuchsabteilung in Wien[2]) schon bei der Aufstellung der Bauvorschriften für die kriegsbrauchbaren Motorlastwagen auf die besondern Verhältnisse der österreichischen und ungarischen Straßen Rücksicht genommen. Diese Vorschriften, die sich im allgemeinen im Rahmen der für Preußen geltenden bewegen, und wonach eine einmalige Beihülfe von 4000 K für die Anschaffung sowie 5 jährliche Betriebsprämien von je 1000 K gewährt werden können, weichen schon bezüglich der Hauptabmessungen und zulässigen Achsbelastungen so erheblich von den deutschen ab, daß es unmöglich war, deutsche Motorlastwagenkonstruktionen an der Probefahrt teilnehmen zu lassen. Vielmehr mußten alle Fabriken für diesen Zweck neue Wagen entwerfen, und das mag der Grund sein, warum unter den Teilnehmern an der Prüfungsfahrt manche angesehene Fabrik vermißt wurde.

Bei der Aufstellung der Bauvorschriften für die Subventionslastwagen war die Heeresverwaltung davon ausgegangen, daß die bestehenden, außerordentlich ungünstigen Straßenverhältnisse der Monarchie in den Kauf genommen werden müßten, da an eine Verbesserung in absehbarer Zeit kaum zu denken ist. Die Nutzlast des Motorlastzuges wurde daher auf 5000 kg (3000 + 2000), das Leergewicht bei voller Ausrüstung auf 4500 kg (3000 + 1500) festgesetzt. Die gleichen Zahlen betragen nach den neueren, gegen früher schon ermäßigten deutschen Vorschriften 6000 kg (4000 + 2000) und 6500 kg (4500 + 2000). Im Zusammenhang hiermit standen weitgehende Beschränkungen der Hauptabmessungen des Motorlastwagens, dessen Radstand 3600 mm und dessen Spurweite, damit der Wagen dem ausgefahrenen Straßengleise folgen kann, 1360 mm nicht übersteigen sollte. Nach den neuen deutschen Vorschriften sind demgegenüber für den Motorwagen ein größter Radstand von 4500 mm und eine größte Breite des Wagenkastens von 2000 mm zugelassen.

Die angeführten Vorschriften, deren Zweckmäßigkeit mit Rücksicht auf die Straßenverhältnisse außer Zweifel steht, haben sich aber nicht durchführen lassen. Schon die Hauptabmessungen wurden von den zu der Prüfungsfahrt zugelassenen Wagen nur durch auffallende Rahmenverengung und entsprechende Opfer an seitlicher Standsicherheit eingehalten. Die vorgeschriebenen Mindestgewichte wurden aber bei allen Motorlastwagen überschritten. Nicht mit Unrecht wandten sich auch die Motorwagenfabriken gegen die ursprünglichen Bauvorschriften, denn diese hinderten sie, Fahrzeuge herzustellen, die genügend leistungsfähig waren, um sich im Dienste der Industrie wirtschaftlich erweisen zu können. Nach Abschluß der Prüfungsfahrt hat daher die Heeresverwaltung die zulässigen Leergewichte von Motorlastwagen und Anhänger auf 3500 und 1750 kg und den zulässigen Radstand des Motorlastwagens auf 4000 mm erhöht. Außerdem wurde, um das Befahren von Krümmungen zu erleichtern, die zulässige Spurweite der Vorderräder beim Motorlastwagen auf 1520 mm vergrößert.

Der günstige Verlauf der Prüfungsfahrt, auf Grund dessen 4 Fabriken die Berechtigung zum Verkauf von insgesamt 61 Motorlastzügen mit Anspruch auf staatliche Beihülfe zugesprochen wurde[3]), ist um so höher anzuschlagen, als es sich um Erstlingsausführungen handelt, ausgenommen

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Kraftwagen und -boote) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 45 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Dem Leiter, Hrn. Oberstleutnant Wolf, spreche ich an dieser Stelle für die mir erteilten Auskünfte meinen besten Dank aus.

[3]) Vergl. Z. 1912 S. 239.

die Wagen von A. Froß, Wien, bei denen die Erfahrungen mit Büssing-Motorwagen verwertet worden sind.

Auf die Einzelheiten der österreichischen Subventionsbedingungen sei nachstehend an der Hand von Konstruktionszeichnungen des Motorlastwagens der Ersten Böhmisch-mährischen Maschinenfabrik in Prag näher eingegangen.

Für die allgemeine Anordnung des Untergestelles von 5 t Tragfähigkeit, Fig. 1 und 2, war die Vorschrift maßgebend, daß das Uebersetzungsverhältnis des Hinterradantriebes auf der Strecke in kurzer Zeit veränderlich sein muß, eine Vorschrift, die in Anbetracht der Straßenverhältnisse geboten ist, und der am einfachsten durch den Kettenantrieb entsprochen wird. Aus dem Bestreben, das Gewicht der Maschine und des Getriebes tief zu lagern, die Standsicherheit des Wagens zu erhöhen und keine zu steile Lage der Kettenstütze zu erhalten, ergab sich die Notwendigkeit, den in den eigenen Werkstätten der Fabrik aus Blech gepreßten Rahmen hinten aufwärts zu kröpfen, was unter allen Umständen vermieden werden sollte. Solche Rahmenkröpfungen bilden, auch wenn sie noch so sehr versteift werden, gefährliche Stellen des Rahmens, an denen leicht Brüche auftreten können, zumal da sie durch die Kettenstütze und die Massenwirkungen der Hinterachse ungünstig beansprucht werden. Außerdem zwingt die Rahmenkröptung, den Wagenkasten und insbesondere den Führersitz ungewöhnlich hoch anzuordnen. Die Kröpfung hätte sich bei Anwendung eines Hülfsrahmens bequem vermeiden lassen.

Die Maschine, Fig. 3 und 4, die nach den Vorschriften bei 800 Uml./min mindestens 35 PS_e leisten soll, ist mit 110 mm Zyl.-Dmr. und 180 mm Hub als langhubig zu bezeichnen; ihre paarweise zusammengegossenen Zylinder mit angegossenen, durch große Deckel von oben her zugänglichen Kühlmänteln sind gegen die Kurbelwelle um 20 mm, etwas weniger als das günstigste Maß, versetzt, wodurch der Ausgleich der Seitendrücke begünstigt wird. Aus diesem Grunde sind die Zylinder unten für die Pleuelstangen etwas ausgenommen. Die auf einer Maschinenseite sitzenden Steuerventile haben staubdicht eingekapselte Federn und werden von einer aus einem Stück geschmiedeten, nach vorne herausziehbaren Steuerwelle angetrieben, die besondere Auslaßdaumen zum Vermindern der Verdichtung beim Anlassen trägt. Die Kurbelwelle, von deren verjüngtem vorderem Ende die Steuerwelle und der Ventilator angetrieben werden, läuft in drei am Oberteil des Kurbelgehäuses aufgehängten Lagern. Der ganz dünn gegossene Unterteil des Kurbelgehäuses dient in der Hauptsache als Oelkammer, in deren Mittelrinne sich das verbrauchte Schmieröl sammelt, um über ein Sieb in den Oelsack abzufließen. Von hier aus wird es durch eine senkrechte, von dem Ende der Steuerwelle aus angetriebene Zahnradpumpe über ein Kugelventil und eingegossene Verteilkanäle in die Kurbellager gedrückt. Das aus den Lagern abfließende Oel wird in Schmierscheiben gesammelt und durch Bohrungen der Kurbelwelle auf die Zapfenlaufflächen gebracht. Kolbenbahnen, Kolbenzapfen, Steuerung und die in einem besondern Anguß des Kurbelgehäuses gelagerten Steuerräder werden mit dem von den Stangenköpfen abspritzenden Oel geschmiert. Einrichtungen zum Ueberwachen des Oelumlaufes sowie zum Verändern der umlaufenden Oelmenge vom Führersitz aus sind nicht vorhanden.

Fig. 1 bis 19. Motorlastwagen der Ersten Böhmisch-mährischen Maschinenfabrik in Prag.

Fig. 1 und 2. Längsschnitt und Grundriß.

Maßstab 1 : 30.

Fig. 3 und 4. Antriebmaschine von 35 PS_e.

Maßstab 1 : 10.

Längsschnitt. Querschnitt.

Fig. 5 und 6. Antrieb der Hülfseinrichtungen.

Maßstab 1 : 5.

Schnitt *a-b*. Schnitte *e-f* und *c-d*.

In den für Schwer- und Leichtbenzin geeigneten Zenith-Vergaser[1]), dem der Brennstoff unter natürlichem Gefälle sowie unter dem Druck der Auspuffgase zufließt, kann angewärmte Luft an dem Auspuffrohr vorbei angesaugt werden. Die Drosselklappe des Vergasers ist vom Führersitz sowie von der Muffe eines Reglers aus einstellbar, der bei Geschwindigkeiten über 800 Uml./min eingreift. Ein besonderer Fußhebel gestattet, aber nur wenn der erste oder zweite Gang des Wechselgetriebes eingestellt ist, den Regler derart zu verstellen, daß die Geschwindigkeit der Maschine bis auf 950 Uml./min gesteigert werden kann. Dadurch soll für das Ueberwinden von Steigungen bis zu 16 vH eine höhere Maschinenleistung verfügbar gemacht werden.

Auf zwei außen an der Maschine gelagerten und durch Zwischenräder von der Steuerwelle angetriebenen kurzen Wellen, Fig. 5 und 6, sind, wie vorgeschrieben, zwei Zünddynamos mit vollständig getrennten Kerzenanordnungen gelagert. Die eine dieser Wellen treibt außerdem die Kühlwasserpumpe, deren Wirkung durch die hohe Lage des Kühlers über der Maschine unterstützt wird, die andre den schon erwähnten Regler. Der Ventilator des federnd auf den Rahmen aufgesetzten Kühlers treibt die erwärmte Kühlluft mit großer Geschwindigkeit an den Zylindern vorbei durch die Flügel des Schwungrades nach hinten und ist zum Schutz gegen Verletzungen durch etwa abfliegende Flügel außen, sowie zum Schutz des Kühlers auch an der Vorderseite von einem Drahtgitter umgeben; er ist auf der Verlängerung eines der Einfüll- und Entlüftrohre der Kurbelkammer so gelagert, daß der Antriebriemen durch eine unter-

[1]) s. Z. 1912 S. 1080.

Fig. 7 und 8. Lamellenkupplung.

Maßstab 1 : 5.

Fig. 9 bis 11. Wechselgetriebe.

Maßstab 1 : 7,5.

gelegte Feder dauernd gespannt wird.

Gegen Oelaustritt an der Kurbelwelle ist das Gehäuse an beiden Enden sorgfältig gesichert. Die Maschine ruht mit dem Oberteil des Kurbelgehäuses auf 4 paarweise durch Unterzüge verbundenen, in die Rahmen-Längsträger eingenieteten Auslegern aus Blech, die soweit nachgiebig sind, daß das Gehäuse durch die Formänderungen des Rahmens nicht beansprucht zu werden braucht.

Die Kupplung, Fig. 7 und 8, ist vollständig in einem Gehäuse eingeschlossen, das gegen den Schwungradflansch zentriert und mit Einfüll- und Ablaufverschraubungen für Oel versehen ist. Sie ist als Lamellenkupplung mit 30 treibenden und 30 getriebenen Scheiben ausgeführt. Die Scheiben sind an den Innenrändern geschlitzt und etwas aufgebogen, so daß sie leicht auseinanderfedern und Oel stets zwischen sich treten lassen. Die Spannfeder, deren Rückwirkung auf die Maschinenwelle im Betriebe aufgehoben wird, läßt sich von außen her nicht nachziehen. Um zu ihr zu gelangen, was aber nur selten erforderlich sein wird, müßte man die beiden Knochengelenke lösen, die die Bewegung auf das Wechselgetriebe übertragen und die dazu dienen, den Wellen der Maschine und des Wechselgetriebes unter dem Einfluß von Formänderungen des Rahmens voneinander unabhängige Verschiebungen zu gestatten.

Das Wechselgetriebe, Fig. 9 bis 11, dessen Gehäuse im Wagenrahmen auf zwei Querstützen gelagert ist, liefert 4 Geschwindigkeiten für Vorwärtsfahrt mit unmittelbarem Eingriff beim vierten Gang und eine Geschwindigkeit für Rückwärtsfahrt, die durch Einschieben eines doppelt breiten Rades r zwischen die Räder 1 und 1 erhalten wird. Von den dauernd im Eingriff verbleibenden Rädern a und b sitzt das größere auf der Nebenwelle, die also beim Fahren mit unmittelbarem Eingriff nur verhältnismäßig langsam mitläuft. Die Schaltung, die nur einen in einer Kulisse geführten Handhebel erfordert, entspricht allen neueren Anforderungen. Im Gehäuse sind drei parallele Führungsstangen fest gelagert, auf denen die Gabeln c und d für die vier Geschwindigkeiten und der Verstellzapfen des Hebels e für das Rücklaufrad gelagert sind. Oel kann daher an dieser Stelle nicht austreten. Ein Gabelhebel f, dessen Enden sich immer zwischen je zwei Schaltteile schieben, hält diese Teile in der Mittelstellung fest, so daß falsche Schaltungen verhindert werden. Die Einstellung der Schaltteile wird ferner durch federnd einspringende Rollen erleichtert. Die Welle, auf der sich der Schalthebel g verschieben läßt, ist im Gehäuse des Getriebes gelagert, also von etwaigen Bewegungen des Rahmens gegen das Ge-

Fig. 12 und 13. Druckfederkupplung.

Maßstab 1 : 5.

häuse unabhängig. Der Schmierung des im Zahnrade *a* laufenden Wellenendes ist besondere Sorgfalt gewidmet: Durch die Schraubenform der Schmiernuten soll erreicht werden, daß das Oel aus dem Gehäuse auf die Lauffläche angesaugt und durch die Bohrungen in das Zahnrad *a* sowie in das Kugellager hinausgedrückt, also ständig im Umlauf erhalten wird.

Für deutsche Verhältnisse neu ist die Vorschrift, bei Kettenantrieb zwischen Getriebe und Hinterräder federnde Mittel einzuschalten. Solche Mittel, die ruckende Beanspruchungen der Kette bei unvorsichtigem Einschalten der Kupplung oder Anziehen der Bremse verhindern sollen, sind schon früher[1]) vorgeschlagen, aber bis jetzt nur wenig benutzt worden, weil man sie bei einigermaßen vorsichtiger Handhabung des Wagens entbehren konnte. Bei schweren Motorwagen, die häufig Steigungen und schlechte Straßen zu befahren haben, können sich solche federnde Kupplungen aber mitunter recht nützlich erweisen. Reicht z. B. die Leistung der Wagenmaschine zum Ueberwinden einer gegebenen Steigung nicht vollständig aus, so nimmt ihre Umlaufzahl und damit auch ihre Leistung mitten auf der Steigung derart ab, daß es unmöglich ist, weiterzufahren. In solchen Fällen pflegt man sich so zu helfen, daß man die Maschine abkuppelt, unbelastet wieder auf volle Geschwindigkeit kommen läßt und dann schnell wieder einkuppelt. Den hierbei im Getriebe auftretenden Stoß mildert eine federnde Kupplung erheblich. Daß die österreichische Heeresverwaltung die federnde Kupplung nur für Wagen mit Kettenantrieb und nicht auch für solche mit Zahnräderantrieb vorgeschrieben hat, ist allerdings nicht ganz berechtigt, wenngleich man dem Zahnräderantrieb größere Sicherheit gegen vollständiges Versagen bei heftigen Stoßbeanspruchungen zugestehen wird.

Der oben erwähnten Vorschrift ist bei dem Motorlastwagen der Ersten Böhmisch-mährischen Maschinenfabrik durch zwei mit den Kugelgelenken zwischen Wechselgetriebe und Ausgleichgetriebe verbundene, nach beiden Richtungen wirkende Druckfederkupplungen, Fig. 12 und 13, entsprochen. Jede Kupplung, die staubdicht verschlossen ist, besteht aus 8 zwischen entsprechenden Mitnehmern eingespannten Schraubenfedern. Die Bauart gestattet, die Anfangspannung verhältnismäßig niedrig zu bemessen und große Federwege für die Aufnahme von Stößen verfügbar zu machen; sie erfordert aber ziemlich viel Raum und ist wohl auch zu schwer und zu teuer.

Bei dem Ausgleichgetriebe, Fig. 14 und 15, dessen Antriebwelle mit dem kleinen Zahnrad *a* aus einem Stück geschmiedet und zu beiden Seiten davon auf Kugeln gelagert ist, ist der Grundsatz befolgt, daß die Abnutzung der kleinen Ausgleich-Kegelräder den Eingriff der Antriebräder *a* und *b* nicht beeinflussen darf. In der Tat ist der Lauf des auf

[1]) Vergl. Z. 1908 S. 1957.

Fig. 14 und 15. Ausgleichgetriebe.

Maßstab 1 : 7,5.

zwei großen Kugellagern ruhenden Ausgleichrädergehäuses *c*, das die Nabe des großen Antriebkegelrades *b* bildet, von dem Zustande der Ausgleichräder unabhängig. Einer besondern Vorschrift der Heeresverwaltung entspricht es ferner, daß das Ausgleichgetriebe mit Hülfe des Hebels *d* festgestellt werden kann. Das Feststellen der Ausgleichräder hat man früher als Mittel zum Vermindern der Schleudergefahr erwogen[1]). Während es sich hierbei anscheinend nicht bewährt hat, hat es sich als sehr zweckmäßig erwiesen, um den Wagen von der Stelle zu bewegen, wenn eines der Hinterräder gleitet und infolgedessen die ganze Maschinenleistung in dieses Rad geht, während das andre stehen bleibt. Solche Fälle sollen auch bei der letzten Prüfungsfahrt eingetreten sein, und zwar so häufig, daß erwogen wird, die Betätigung des Sperrhebels vom Führersitz aus vorzuschreiben. Bei dem vorliegenden Getriebe wird durch den Hebel *d* eine auf der einen Ausgleichwelle mit Längskeil geführte Klauenmuffe *e* in die mit entsprechenden Zähnen versehene Nabe der Bremsscheibe *f* eingeschoben, die auf dem Gehäuse *c* aufgekeilt ist. Die Bremsscheibe *f* gehört zur Getriebebremse, die abweichend von den üblichen Bauarten nicht auf das Wechselgetriebe, sondern auf das Ausgleichgetriebe wirkt. Durch die Lagerung auf dem Gehäuse der Ausgleichräder hat man vermieden, zwei Bremsen mit Zugausgleich verwenden zu müssen. Dagegen muß das Uebersetzungsverhältnis des Hebelwerkes (1 : 40) größer bemessen werden als bei einer gewöhnlichen Getriebebremse. Gegen diese Anordnung spricht ferner, daß hierdurch die Wirksamkeit der federnden Kupplungen als Sicherungen gegen Kettenbrüche beim Bremsen ganz ausgeschaltet wird.

Fig. 16 und 17. Hinterachsantrieb.

Maßstab 1 : 10.

Der Aufbau des Hinterachsantriebes, Fig. 16 und 17, ist zum Teil durch die Beschränkung der zulässigen Spurweite auf 1360 mm beeinflußt, da man trachten mußte, möglichst große Rahmenbreite zu erhalten. Die Gehäuse der kleinen, nach Bedarf auswechselbaren Kettenräder *a*, in denen die Ausgleichwellen auf je zwei parallelen Kugelreihen gelagert sind, dienen daher nicht nur den I-förmig geschmiedeten Kettenspannern *b*, sondern auch den Stehlaschen der Hinterfedern als Auflager. Die Kettenspanner sitzen drehbar auf der sonst I-förmigen Hinterachse *c* und sind an den vorderen Enden geschlitzt; nach Lösen der Klemmschrauben *d* kann man durch Drehen an den Sechskantköpfen der Gewindehülsen *e* die Länge des Kettentriebes verändern. Unabhängig von dieser Stellvorrichtung kann sich der Kettenspanner mit der Hinterachse gegenüber dem am Rahmen festliegenden Kopf *f* drehen, wenn sich die Achse schief stellt. Der Kopf *f* ist zu diesem Zwecke mit einem geschmierten Schaft in der Gewindehülse *e* geführt. Die großen Kettenräder *g* sind mit den Bremstrommeln zusammengegossen, die an den hohlen Speichen der Stahlguß-Hinterräder *h* angeschraubt sind. Durch die Verschneidung der Paßfläche werden die Verbindungsschrauben von dem Kettenzug entlastet. Die beiden Backenbremsen der Hinterachse sind auf den Kettenspannern gelagert, die den Rückdruck der Bremsen auf den Rahmen übertragen, ohne die Federn zu belasten. Dabei machen die Backen die geringen Drehbewegungen der Kettenspanner gegen die Hinterachse beim Durchfedern mit. Gegen Eindringen von Staub und Abtropfen von Oel aus den Hinterachslagern sind die Bremsflächen sorgfältig geschützt. Alle schwer belasteten Zapfen des Hinterachsantriebes sind ausgebohrt und als Schmiermittelbehälter ausgebildet. Durch Niederschrauben der Verschlußkappen wird das Schmiermittel auf die Lauf-

[1]) s. Z. 1906 S. 693.

Fig. 18 und 19. Vorderachse.

Maßstab 1 : 10.

flächen gebracht. Die Verschlußkappen sind nicht besonders gesichert. Ein exzentrisch angebrachter Nietkopf soll vermöge seines Uebergewichtes völlig ausreichen, um zu verhindern, daß sich die Kappe selbst bei den heftigsten Erschütterungen um mehr als 90° losschraubt und verloren geht. Die Hinterräder tragen ferner eine Seilrolle zum Nachziehen eines Anhängers auf Steigungen oder zum Emporwinden des ganzen Lastzuges.

Die Vorderachse, Fig. 18 und 19, hat **I**-Querschnitt und ist nur wenig nach unten durchgekröpft. In ihre Enden sind von unten her kegelige Lenkzapfen eingepreßt, deren Enden die Gabeln der Lenkschenkel umfassen. Die Lagerstellen der Lenkschenkel sind durch große, leicht stellbare Kugeln von den Achsdrücken entlastet. Die Lenkschenkel haben 2,5 vH Sturz, und die Lenkung wird derart eingestellt, daß die Vorderräder bei Geradeausfahrt vorne um 10 mm enger stehen als hinten. Infolge der Abnutzung des Lenkgetriebes stellen sie sich im Betriebe bald parallel, während sie bald vorn weiter als hinten von einander entfernt sein würden, wenn sie in der Fabrik parallel eingestellt wären.

Die Fiat-Werke A.-G. in Wien haben bei dem Untergestell ihres Subventionslastwagens, Fig. 20 und 21, wohl die Rahmenkröpfung hinten vermieden, dafür aber die unangenehme Beigabe in den Kauf genommen, Maschine und Getriebe verhältnismäßig hoch lagern und zwischen Wechselgetriebe und Ausgleichgetriebe eine Stirnräderübersetzung einschalten zu müssen, damit die Kettenstützen nicht steil nach aufwärts gerichtet sind. Auch diese Lösung kann kaum befriedigen, obgleich sie ähnlich wiederholt von andern Fabriken ausgeführt worden ist; denn sie ergibt verhältnismäßig zu schwere Fahrzeuge. Die Maschine, Fig. 22 und 23, ist mit 104 mm Zyl.-Dmr. und 180 mm Hub ungewöhnlich langhubig und für ganz andre Fahrzeuge als langsam laufende Motorlastwagen geeignet. Der bei solchen Maschinenabmessungen wohl noch nicht oft unternommene Versuch, alle vier Zylinder zusammenzugießen, soll sich bis jetzt bewährt haben. Die Maßregel trägt allerdings zur Verringerung der Baulänge der Maschine nicht viel bei, aber sie gestattet, an den Vergaser ein durch das Zylindergußstück hindurchgeführtes Einströmrohr anzuschließen und dadurch die Ventilseite der Maschine, die durch einen Deckel verschlossen ist, leichter zugänglich zu machen. Eine besonders zweckmäßige Ausnutzung des Raumes zwischen den beiden mittleren Zylindern ergibt sich dabei, wenn man den Vergaser teilweise in das Zylindergußstück einbaut, Fig. 24, so daß nur das Schwimmergehäuse und der Luftschieber vortreten. Der Vergaser hat zwei Düsen *a* und *b* mit anschließenden, verhältnis-

Fig. 20 bis 27. Subventionswagen der Fiat-Werke A.-G.

Fig. 20 und 21. Längsschnitt und Grundriß des Untergestelles.

Maßstab 1 : 40.

mäßig langen Mischrohren *c* und *d*, deren obere Mündungen durch einen gleichzeitig zum Drosseln des fertigen Gemisches dienenden Rohrschieber *e* gesteuert werden, und arbeitet ganz ohne Zusatzluft. Die Luft wird zwischen den Zylindern bei *f* seitlich am Schwimmergehäuse vorbei und aus der Kurbelkammer angesaugt. Ist der Drosselschieber geschlossen, so bleibt nur die Mündung des Mischrohres *c* so weit geöffnet, daß die Maschine leer weiter laufen kann. Wegen der verhältnismäßig hohen Luftgeschwindigkeit, die hierbei an der Düse *a* herrscht, ist es möglich, niedrige Umlaufzahlen, also geräuschlosen Leerlauf zu erreichen, ohne daß die Zündungen ausbleiben. Mit fortschreitender Oeffnung des Drosselschiebers wird zunächst die Mündung des Rohres *c* erweitert und dann die des Rohres *d* allmählich freigegeben, bis bei einer bestimmten Stellung des Schiebers das Rohr *c* ganz abgeschlossen und die Düse *a* ausgeschaltet wird. Entspricht diese Stellung des Drosselschiebers aber nicht der höchsten Umlaufzahl der Maschine, so liefert die Düse *b* bald viel zu reiches Gemisch. Für Motorwagen, die mit schweren, billigen Brennstoffen arbeiten sollen, liefert diese Anordnung außerdem eine dauernd gleichmäßige, von der Witterung unbeeinflußte Heizung der Mischräume durch das Kühlwasser der Maschine. Die beiden Zünddynamos der Maschine werden durch Kegelradübersetzung von den beiden Enden der Steuerwelle aus angetrieben, die Schmierung wird durch eine Preßpumpe ohne Antrieb versorgt.

Fig. 22 und 23. Antriebmaschine von 35/50 PS.

Maßstab 1 : 8.

Das Wechselgetriebe, Fig. 25, an das die Maschine über eine Lamellenkupplung mit außenliegender, leicht zugänglicher Spannfeder angeschlossen ist, zeichnet sich durch eine sorgfältige Lagerung des dauernd im Eingriff stehenden Vor-

Fig. 24. Zylindergußstück mit Vergaser.

Maßstab 1 : 5.

Fig. 25. Wechselgetriebe.

Maßstab 1 : 6.

Fig. 26. Ausgleichgetriebe.
Maßstab 1 : 10.

geleges *a*, *b* aus, wodurch die tatsächlich freitragende Länge der genuteten Welle vermindert wird. Durch Eingießen einer Zwischenwand in das Getriebegehäuse ist die Möglichkeit geboten, das Rad *b* zwischen zwei Kugellagern anzuordnen und die Zahnkupplung für den unmittelbaren Eingriff bei Höchstgeschwindigkeit als Lagerkörper für die genutete Welle zu benutzen. Dadurch vermeidet man den Fehler der üblichen Bauarten, bei denen ein Ende der genuteten Welle auf Kugeln, das andre in einer Gleitbüchse gelagert zu werden pflegt. Die Anordnung der Zahnräder ist im übrigen derart umgekehrt, daß die Zahnräder *a*, *b* stets das zweite und nicht das erste Glied des doppelten Vorgeleges bilden. Die Zahnräder sind ihren Stufen entsprechend bezeichnet. Die Rücklaufräder *x* und *y* sitzen lose auf einer Nebenwelle und werden mit den Zahnrädern 1 und 1 in Eingriff gebracht.

Zwischen Wechselgetriebe und Ausgleichgetriebe, Fig. 26, sind in die Treibwelle ein Kreuzgelenk und die vorgeschriebene Federkupplung eingeschaltet, die hier als Stiftkupplung mit Kautschukringen ausgeführt ist und wegen ihrer allseitigen Beweglichkeit das zweite Kreuzgelenk ersetzt. Auf der weiteren Verlängerung der Treibwelle sitzen die eine Getriebebremse und ein sehr sicher gelagertes Kegelrad, das eine zur Kettenradwelle parallele Hülfswelle antreibt. Eine zweite Getriebebremse ist auf dem Gehäuse des Ausgleichgetriebes angeordnet, s. Fig. 27, das von der Hülfswelle mit einem Uebersetzungsverhältnis von 1 : 2 angetrieben wird. Bei dem sonst normal ausgeführten Hinterachsantrieb ist die Lagerung der Treibräder auf Kugeln, die sich gut bewährt haben soll, bemerkenswert.

Fig. 27. Hinterachsantrieb.
Maßstab 1 : 20.

Auch der Subventionswagen der Wiener Automobilfabrik A.-G. vorm. Gräf & Stift, Fig. 28 bis 30, hat

Fig. 28 bis 31. Subventions-Lastwagen der Wiener Automobilfabrik vorm. Gräf & Stift.

Fig. 28 bis 30.

Maßstab 1 : 40.

einige neuartige Merkmale. Der Wagen, der von einer Vierzylindermaschine von 120 mm Zyl.-Dmr. und 180 mm Hub mit obenliegender Einlaßsteuerung angetrieben wird, hat einen gepreßten Rahmen, der vorne besonders weich abgefedert ist. Die Steuerwelle der Maschine läßt sich derart verschieben, daß die Maschine bei langen Talfahrten als Bremse benutzt werden kann[1]). Wechselgetriebe und Ausgleichgetriebe sind in einem umfangreichen Gehäuse vereinigt, Fig. 31, das so weit hinten im Rahmen angeordnet ist, daß die Schaltwelle im Rahmen gelagert werden muß. Die Getriebebremse sitzt auch hier auf dem Gehäuse der Ausgleichräder, das sich auf jeder Seite des Wagens durch die Sperrvorrichtung mit der betreffenden Ausgleichwelle kuppeln läßt. Bei längerer Fahrt mit gesperrtem Ausgleichgetriebe vermeidet man hierdurch eine starke Inanspruchnahme der kleinen Kegelräder. Zur Federung des Hinterachsantriebes dienen federnde Kettenspanner, aber nicht der bekannten Bauart. Die Kettenstützen, deren Hinterenden gabelartig die auf der Hinterachse drehbaren Hülsen umfassen, die also beliebige Bewegungen der Hinterachse gegen den Rahmen gestatten, greifen vorne an einarmigen Hebeln an, deren Enden unter der Federwirkung stehen. Die vorliegende Lösung erscheint, abgesehen davon, daß die Kettenstützen zu stark geneigt sind und daß der Kettenzug infolgedessen das Bestreben hat, den Wagen hinten zu heben, auch darum wenig glücklich, weil zum Einschalten der Hebelübersetzung zwischen Federn und Kettenstützen wenig Veranlassung vorliegt.

Fig. 31. Wechsel- und Ausgleichgetriebe.

Zusammenfassung.

An die Erörterung der grundlegenden Vorschriften der österreichischen Heeresverwaltung für Subventions-Lastwagen schließen sich die Beschreibungen der Fahrzeuge der Ersten Böhmisch-mährischen Maschinenfabrik in Prag, der Fiat-Werke A.-G. in Wien und der Wiener Automobilfabrik A.-G. vorm. Gräf & Stift, die an der Prüfungsfahrt über rd. 2000 km Strecke im Herbst 1911 teilgenommen haben.

[1]) Vergl. »Der Motorwagen« 1910 S. 666.

Die gleichwertige Oeffnung einer Lüftanlage und die Kennlinien eines Ventilators.[1]

Von Dr.-Ing. **M. Kloß.**

I. Die gleichwertige Oeffnung.

Um einen Ventilator auf dem Prüffelde zu untersuchen oder mit einem andern zu vergleichen, muß man den Widerstand der Lüftanlage durch einen künstlichen Widerstand ersetzen. Dies geschieht am einfachsten, indem man an der Saug- oder an der Ausblasöffnung oder in einem angesetzten Meßrohr eine Platte mit einer Oeffnung anbringt. Durch Veränderung dieser Drosselöffnung kann man dann den Widerstand beliebig verändern.

Es ist bekannt, daß bei gleichbleibender Drosselöffnung der erforderliche Druckunterschied h mit dem Quadrate der geförderten Luftmenge V wächst[2], also

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2,$$

in andern Worten: das Verhältnis

$$\frac{V_1}{\sqrt{h_1}} = \frac{V_2}{\sqrt{h_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

bleibt für eine gegebene Drosselöffnung gleich. Es liegt nun nahe, dieses Verhältnis $\frac{\text{Luftstrom}}{\text{Wurzel aus Druckunterschied}}$ in mathematische Beziehung zu der Größe der Drosselöffnung zu setzen. Diese Beziehung hat man auf Grund der von Weisbach und andern angestellten Untersuchungen über das Ausströmen der Luft aus einer Oeffnung in dünner Wand aufgestellt. Wenn in einem Raume der statische Ueberdruck h_s in mm W.-S. herrscht, so strömt die Luft aus einer Oeffnung von A qm Fläche in einer dünnen Wand mit einer Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2\,g\,h_s}{\gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

bei einem Strahlquerschnitt

$$A' = \mu\,A \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Hierbei ist
g die Fallbeschleunigung $= 9{,}81$ m/sk²,
γ das spezifische Gewicht der Luft in kg/cbm und
μ eine Kontraktionsziffer.

Hiernach ergibt sich für den Luftstrom von V cbm/sk die erforderliche Oeffnung in der Wand

$$A = \frac{A'}{\mu} = \frac{V}{\mu\,v} = \frac{V}{\mu}\sqrt{\frac{\gamma}{2\,g\,h_s}} \quad . \quad . \quad . \quad (3a)$$

oder mit $\gamma = 1{,}22$ als Mittelwert

$$A = \frac{0{,}25}{\mu}\,\frac{V}{\sqrt{h_s}}\ \text{qm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3b).$$

Diese Gleichung stellt die gesuchte mathematische Beziehung zwischen der Drosselöffnung und dem Verhältnis $\frac{V}{\sqrt{h_s}}$ her.

Wollen wir nun diese Beziehung auf Lüftanlagen anwenden, so müssen wir (was in der Literatur nicht immer klar zum Ausdruck kommt) an Stelle des statischen Druckes den Gesamtdruck einführen. Denn wir können beim Strömen der Luft durch den Ventilator die Luft in dem Raume vor der Drosselöffnung nicht mehr als ruhend annehmen. Vielmehr strömt sie bereits in dem Kanal, in dem der Drosselschieber angebracht ist, mit einer nicht zu vernachlässigenden Geschwindigkeit. Zur Ueberwindung des Drosselwiderstandes steht uns also außer dem statischen Druck auch noch die Geschwindigkeitshöhe zur Verfügung Vernachlässigte man diese, so würde bei dem Grenzfall der freien Ausströmung, d. h. also für $h_s = 0$, die Oeffnung $A = \infty$ werden, was natürlich widersinnig ist, da sie ja höchstens gleich dem Querschnitt des Meßkanales sein kann.

Wir haben also bei Anwendung der Gleichung (3b) auf Lüftanlagen den Gesamtdruck h einzuführen und daher zu schreiben:

$$A = \frac{V}{\mu}\sqrt{\frac{\gamma}{2\,g\,h}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3c).$$

Man bezeichnet nun diese Größe als »äquivalente Grubenweite« oder »gleichwertige Oeffnung der Lüftanlage« und nimmt allgemein für Grubenlüftung $\mu = 0{,}65$ an, so daß sich die gleichwertige Oeffnung zu $A = 0{,}385\,\frac{V}{\sqrt{h}}$ ergibt. Es ist also hiernach die »gleichwertige Oeffnung« die Drosselöffnung in einer dünnen Platte, die dem Luftstrom denselben Widerstand entgegensetzt wie die Lüftanlage im Betriebe[1]).

Um verschiedene Ventilatoren miteinander vergleichen zu können, ist es üblich, ihre kennzeichnenden Größen, nämlich Luftstrom, Druck, Verbrauch und Wirkungsgrad, als Funktion der gleichwertigen Oeffnung aufzutragen. Es soll nun im folgenden gezeigt werden, daß der Begriff der »gleichwertigen Oeffnung« seine physikalische Bedeutung verliert, wenn die Luftförderung eine gewisse Grenze überschreitet, und daß daher seine Anwendung weder vom Standpunkte der Wissenschaft noch von dem der Praxis aus gerechtfertigt erscheint. Am besten wird dies an Beispielen klar werden. Ich verweise zu diesem Zweck auf die von Dr. Brabbée und Dr. Berlowitz in dieser Zeitschrift veröffentlichten Versuche[2]). In der dort angegebenen Zahlentafel 2 ergibt sich für den letzten Meßpunkt Nr. 12 eine »gleichwertige« Oeffnung $A = 0{,}490$ qm. Führt man die Meßergebnisse auf $n = 700$ zurück, so wird für Punkt 12 bei $V = 8{,}62$ cbm/sk der Gesamtdruck $h = 45{,}5$ mm. Da der Querschnitt an der Druckmeßstelle $= \frac{\pi}{4}\,0{,}8^2 = 0{,}502$ qm ist, so ist die mittlere Geschwindigkeit $v = \frac{8{,}62}{0{,}502} = 17{,}16$ m/sk und somit die Geschwindigkeitshöhe $h_v = \frac{v^2\gamma}{2g} = 18{,}4$ mm. Also ist in der Anlage bei diesem Meßpunkt immer noch ein Widerstand vorhanden, der bei $V = 8{,}62$ cbm/sk eine statische Druckhöhe von $45{,}5 - 18{,}4 = 23{,}1$ mm erfordert. Wir sind also noch ziemlich weit vom Fall der freien Ausströmung entfernt. Verlängert man die auf $n = 700$ zurückgeführte Kurve des Gesamtdruckes, bis sie die Parabel der Geschwindigkeitshöhe schneidet, so erhält man für diesen Punkt der freien Ausströmung etwa $V_f = 10$ cbm/sk bei $h = 24{,}7$ mm; also würde sich die »gleichwertige Oeffnung« ergeben zu

$$A = 0{,}77\ \text{qm},$$

während die »wirkliche Drosselöffnung« in diesem Falle natürlich gleich dem Kanalquerschnitt, also $= 0{,}502$ qm ist.

In demselben Aufsatze werden noch zwei andre als »Ventilationsanlage I und II« bezeichnete Fälle beschrieben. Hierbei wurde der künstliche Widerstand durch Filter und Messingnetze auf der Saugseite eingebaut. Der Querschnitt der Saugleitung an der Meßstelle ist zu $0{,}1257$ qm angegeben. Trotzdem erreicht die sogenannte gleichwertige Oeffnung (Spalte 20 der Zahlentafel 3) in dem Versuche mit der Anlage I den Wert $0{,}160$ qm und in der Anlage II sogar $0{,}167$ qm. Diese Werte sind schon erheblich größer als der Querschnitt an der Meßstelle, was natürlich für die »wirkliche Drosselöffnung« nicht möglich ist. Dieser Widerspruch

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Gebläse und Mechanik) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 40 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer

[2]) Wir wollen die in der Zeiteinheit geförderte Luftmenge der Kürze halber als »Luftstrom« bezeichnen. (Vergleiche »elektrischer Strom« = Elektrizitätsmenge für die Zeiteinheit.)

[1]) Vergl. den Entwurf für Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, Z. 1912 S. 1797, 1843.

[2]) s. Z. 1910 S. 1261 u. f.

erklärt sich ohne weiteres, wenn wir den Fall der freien Ausströmung betrachten. Dann ist nämlich die wirkliche Drosselöffnung gleich dem Kanalquerschnitt F. Wenn also die »gleichwertige Oeffnung« A die ihr zugedachte physikalische Bedeutung behalten soll, muß auch $A = F$ sein. Nun ist $F = \frac{V}{v}$, und da bei freier Ausströmung ($h_s = 0$) die Gesamtdruckhöhe h = Geschwindigkeitshöhe $h_v = \frac{v^2 \gamma}{2g}$ ist, also

$$\sqrt{\frac{2gh}{\gamma}} = v,$$

so wird

$$\frac{V}{v} = F = A = \frac{V}{\mu} \sqrt{\frac{\gamma}{2gh}} = \frac{V}{\mu} \frac{1}{v},$$

folglich

$$\mu = 1.$$

Für diesen Fall der freien Ausströmung ist also der allgemein für μ angenommene Wert 0,65 entschieden falsch. Selbst wenn man ihn nun für kleine Oeffnungen als richtig annehmen wollte, so ist es doch ohne weiteres klar, daß er sich mit wachsender Drosselöffnung allmählich dem Wert 1 nähern muß. Aus verschiedenen Versuchen hat der Verfasser aber gefunden, daß auch bei kleinen Drosselöffnungen der Wert von μ erheblich größer als 0,65 ist. Das Wesentliche ist aber, daß er **nicht konstant** ist. Da somit die im Versuch einzustellende Drosselöffnung und die nach der üblichen Formel berechnete sogenannte gleichwertige Oeffnung zwei verschiedene Größen sind, so verliert der Begriff der »gleichwertigen Oeffnung« vollständig seine ursprüngliche physikalische Bedeutung und wird eine rein mathematische Rechnungsgröße. Aus diesem Grunde sollte die Verwendung dieses Begriffes als unwissenschaftlich abgelehnt werden.

Man könnte nun vielleicht einwenden, daß der Begriff der gleichwertigen Oeffnung, wenn er auch nicht wissenschaftlich gerechtfertigt sei, so doch wenigstens aus Nützlichkeitsgründen beibehalten werden solle, da er eine praktische Rechnungsgröße darstelle. Aber auch dieser Einwand ist nicht stichhaltig. Denn wenn man die sogenannte gleichwertige Oeffnung nur als Rechnungsgröße verwendet, so liegt kein Grund vor, die Rechnung durch Einführung eines Beiwertes unnötig zu erschweren[1], ganz abgesehen davon, daß dieser Beiwert auch noch falsch und nicht einmal konstant ist.

Also auch aus rein praktischen Gründen sollte man die Verwendung des Begriffes der gleichwertigen Oeffnung aufgeben. Es entsteht nun die Frage: Was soll an seine Stelle treten, um den Widerstand einer Lüftanlage darzustellen? Die Antwort ergibt sich logisch sehr einfach aus dem eingangs erwähnten Grundgesetze, das zur Einführung des Begriffes der gleichwertigen Oeffnung geführt hat, daß nämlich bei einem gegebenen Widerstande der erforderliche Druckunterschied proportional mit dem Quadrate des Luftstromes wächst. Die Widerstandshöhe einer Leitung ist nämlich

$$h = \Sigma \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g},$$

wo mit ζ die Widerstandsbeiwerte bezeichnet sind. Setzt man noch $v = \frac{V}{F}$, wo F der Querschnitt der Leitung an der Stelle ist, wo die Geschwindigkeit v herrscht, so kann man den für alle Querschnitte gleichen Luftstrom V vor das Summenzeichen setzen und erhält somit

$$h = V^2 \frac{\gamma}{2g} \Sigma \left(\frac{\zeta}{F^2}\right)$$

oder

$$\frac{h}{V^2} = \frac{\gamma}{2g} \Sigma \left(\frac{\zeta}{F^2}\right) = \text{konst.} = R \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Es ist doch nun das Nächstliegende, diese für eine gegebene Anlage gleich bleibende Widerstandsgröße

$$R = \frac{\gamma}{2g} \Sigma \left(\frac{\zeta}{F^2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4a)$$

unmittelbar als Rechnungsgröße einzuführen, ohne den unnötigen Umweg über die Hülfsgröße der gleichwertigen Oeffnung zu machen.

[1] Die Verfasser des erwähnten Aufsatzes haben auch bereits aus gleichen Erwägungen heraus dem »Ausschuß zur Aufstellung von Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren« den Vorschlag unterbreitet, die Ausflußziffer $\mu = 1$ zu setzen.

Für den Entwurf einer Lüftanlage ist der Widerstand nach Formel (4a) aus den verschiedenen Querschnitten und den Beiwerten ζ der einzelnen Abteilungen (Rohre, Krümmungen, Erweiterungen, Verengungen usw.) zu berechnen.

Bei einer vorhandenen Anlage ermittelt man den Widerstand am besten durch Messung des erforderlichen Druckunterschiedes h bei irgend einem Luftstrom V und berechnet daraus

$$R = \frac{h}{V^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4b).$$

Bei Einführung der so bestimmten Widerstandsgröße hätte man den Vorteil, daß sie den in der Elektrotechnik gültigen Anschauungen entspricht, die heutzutage jedem Maschinenbauer geläufig sind. Die Gleichung (4b) würde hiernach dem »Ohmschen Gesetz« der Elektrotechnik entsprechen, allerdings mit dem Unterschiede, daß in diesem die Spannung durch den Strom dividiert wird, während hier das Quadrat des Luftstromes im Nenner steht.

Man könnte es nun unter Hinweis auf Gl. (4a) vielleicht als einen Nachteil der vorgeschlagenen Widerstandsgröße R ansehen, daß sie von der Gasdichte γ abhängt, also von Barometerstand, Temperatur und Gasart. Dieser Einwand kann leicht durch einen Hinweis auf die Elektrotechnik entkräftet werden. Denn auch hier ist der Widerstand einer Wicklung oder Leitung nicht nur von den Abmessungen abhängig, sondern auch vom Material und vor allem von der Temperatur. Aber gerade durch die Bestimmung des Widerstandes als Quotient aus Spannung und Strom werden die Messungen und Rechnungen außerordentlich vereinfacht, weil keine Werte in den Gleichungen mitgeschleppt werden müssen, die z. B. den Einfluß der Temperatur berücksichtigen würden. Für den Betrieb kommt es lediglich darauf an, wieviel Spannung zum Durchsenden einer bestimmten Stromstärke durch einen Leitungskreis erforderlich ist. Ob hierbei der Widerstand in einem langen, dicken und daher kalt bleibenden Draht oder in einem kürzeren, dünnen und sich stärker erwärmenden sitzt, ist für die Energiequelle vollständig gleichgültig. Handelt es sich um zwei Leitungen aus verschiedenem Material, z. B. Kupfer und Aluminium, so würden sie bei gleichen Abmessungen verschiedene Widerstände haben. Für den Betrieb kommt es aber nicht auf die Abmessungen an, sondern auf den elektrischen Widerstand.

Ebenso sind für die Belastung eines Ventilators lediglich Druck und Luftstrom maßgebend. Es ist aber gleichgültig, ob der Belastungswiderstand in einem langen Kanal bei höherer Temperatur oder in einem kürzeren bei niederer Temperatur besteht. Auch ist es für die Belastung eines Ventilators vollkommen gleichgültig, ob ein leichtes Gas durch einen engeren Kanal getrieben wird oder ein schwereres Gas durch einen weiteren Kanal, wenn nur für einen gegebenen Gasstrom V in beiden Fällen derselbe Druckunterschied erforderlich ist. Will man den Widerstand einer Lüftanlage allgemein angeben, so empfiehlt es sich, ihn auf Luft bei normalem Barometerstand und normaler Temperatur zu beziehen, also auf $\gamma = 1,22$ kg/cbm. Für andre Betriebsverhältnisse ist dann R proportional mit γ umzurechnen.

Was die Einheit der vorgeschlagenen Widerstandsgröße anlangt, so ergibt sich aus Gl. (4b) für sie der Widerstand, bei dem für einen Gasstrom von 1 cbm/sk ein Druckunterschied von 1 mm Wassersäule erforderlich ist. Ein Name für diese Einheit müßte durch internationale Vereinbarung festgesetzt werden; vielleicht dürfte sich der Name »**Weisbach**« im Hinblick auf die Verdienste dieses Forschers von selbst empfehlen.

II. Druck, Luftstrom, Verbrauch und Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Es wurde bereits erwähnt, daß es vielfach üblich ist, die kennzeichnenden Größen eines Ventilators, nämlich Luftstrom, Druckunterschied, Verbrauch und Wirkungsgrad, als Funktion der sogenannten gleichwertigen Oeffnung aufzutragen. Wollte man nun an Stelle der gleichwertigen Oeffnung den Widerstand R als Unabhängige verwenden, so würde man auf die Schwierigkeit stoßen, daß der eine Grenzfall, der des geschlossenen Ventilators, in der Darstellung in

die Unendlichkeit rücken würde, da für $V = 0$ der Widerstand $R = \frac{h}{V^2} = \infty$ wird.

Allein den Wirkungsgrad als Funktion der gleichwertigen Oeffnung aufzutragen und als Kennlinie des Ventilators anzusprechen, genügt auch nicht, um das Verhalten des Ventilators unter verschiedenen Betriebsbedingungen darzustellen, da diese Kennlinie zwar für jeden beliebigen Widerstand, d. h. für irgend ein gegebenes Verhältnis $\frac{h}{V^2}$ oder $\frac{V}{\sqrt{h}}$, den Wirkungsgrad des Ventilators abzulesen gestattet, aber keinen Anhalt dafür gibt, wieviel Luft und welchen Druck der Ventilator bei diesem Widerstande geben würde, und wie groß der wirkliche Verbrauch sein würde. Als Kennlinie, oder richtiger gesagt, als Kennlinien eines Ventilators sollte man für konstante Drehzahl n den Druckunterschied h und den Verbrauch P sowie den Wirkungsgrad η als Funktion des Luftstromes V auftragen[1]). Hieraus läßt sich dann durch einfache Umrechnung für jede beliebige andre Umlaufzahl das Verhalten des Ventilators ableiten. Ehe ich dies an einem Beispiel erläutere, sollen einige Versuchsergebnisse mitgeteilt werden, die zur Klärung beitragen dürften.

Es gilt als allgemein bekannt und ist auch wiederholt durch Versuche bestätigt worden, daß bei Veränderung der Umlaufzahl eines Ventilators der Luftstrom proportional mit der Umlaufzahl und der Druck proportional mit dem Quadrate der Umlaufzahl wächst, also

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

und

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad \ldots \ldots \quad (6).$$

Ueber den Verbrauch als Funktion der Umlaufzahl scheinen aber noch Unklarheiten zu herrschen. Um diese aufzuklären, wurden im Prüffelde der Siemens Brothers Dynamo Works Ltd. in Stafford einige Fliehkraftventilatoren genau untersucht. Zum Antrieb der Ventilatoren wurde ein und derselbe Gleichstrommotor verwendet. Um den Verbrauch des Ventilators genau zu ermitteln, war es nötig, die Verluste des Antriebmotors für alle Betriebsbedingungen zu kennen. Zu diesem Zwecke wurde der Motor zunächst durch Abbremsen bei verschiedenen Drehzahlen geeicht. Sämtliche Versuche wurden mit gleichbleibender Fremderregung ausgeführt, so daß die Verluste in der Feldwicklung überhaupt ausschieden. (Man ist dann sicher, daß man bei den Versuchen mit dem Ventilator für eine bestimmte Umlaufzahl und einen bestimmten Verbrauch des Motors stets die gleichen Verluste im Motor hat wie bei der Bremsung unter gleichen Verhältnissen. Die Bürsten dürfen natürlich während der Versuche nicht verschoben werden.) Die Umlaufzahl wurde durch Veränderung der dem Anker zugeführten Spannung geregelt. Es wurden 4 Bremsreihen ausgeführt, und zwar für $n = 700$, 900, 1100 und 1300 Uml./min. Als Bremse diente eine Seilbremse mit Wasserkühlung. Die Bremsscheibe erzeugt natürlich Luftreibung, und das zur Kühlung verwendete Wasser erzeugt Reibung in der Bremsscheibe. Diese beiden Verluste stellen also eine zusätzliche Belastung des Motors dar, die an der Bremse nicht mitgemessen wird und daher als »Verlust im Motor« gelten würde, wenn man sie vernachlässigte. Wenn dann der Motor den Ventilator antreibt, würden bei gleichem Verbrauch dem Motor zu viel Verluste angerechnet werden und demnach der Verbrauch des Ventilators sich um den entsprechenden Betrag zu niedrig ergeben. Um diesen Fehler zu vermeiden, wurde der Verbrauch des Motors im Leerlauf ebenfalls bei den angegebenen vier Umlaufzahlen genau gemessen, und zwar erst mit der Bremsscheibe und angestelltem Kühlwasser und dann ohne Bremsscheibe, s. Zahlentafel 1.

Die in der letzten Zeile der Zahlentafel 1 angegebenen Werte wurden zu den an der Bremse gemessenen Leistungen hinzugefügt. Die Leistung des Motors selbst ist nicht

Zahlentafel 1.

Umlaufzahl n . . . . . . Uml./min	700	900	1100	1300
Verbrauch des Motors mit Scheibe und Wasser . . . . Watt	86	123	164	211
desgl. ohne Scheibe . . . . . . »	76	107	141	179
Luft- und Wasserreibung . . . »	10	16	23	32

in PS, sondern in Watt angegeben, ebenso der Verbrauch des Motors. Bei den Ventilatorversuchen wurden dieselben Meßgeräte wie bei den Bremsungen verwendet, um Gerätefehler möglichst auszugleichen. Das Ergebnis der Eichung des Motors ist in Fig. 1 dargestellt.

Fig. 1.

Eichung des Antriebmotors. Fremderregung = 7,0 Amp konst.

An den Kurven sind die zugehörigen gleichbleibenden Umlaufzahlen vermerkt. Mittels dieser Kurven kann man nun aus dem bei einem Ventilatorversuche gemessenen Verbrauch des Motors (Produkt aus zugeführter Ankerspannung und Stromstärke) ohne weiteres die an der Welle abgegebene Leistung, also den Verbrauch des Ventilators ablesen. Ist die Umlaufzahl verschieden von einer der vier Zahlen, für die die vier Kurven gelten, so kann man leicht den entsprechenden Zwischenwert zwischen den beiden nächstliegenden Umlaufzahl-Kurven ablesen.

Versuchsergebnisse.

a) Keith-Blackman-Ventilator.

Flügelraddurchmesser D . . . . 508 mm
axiale Länge am äußeren Umfange L . . . . 76 »
Anzahl der Schaufeln 48
Auslaßöffnung des Spiralgehäuses F . . . . . 0,0316 qm

Die Luftmessungen wurden an einem Meßkanal von quadratischem Querschnitt $F = 0{,}0628$ qm ausgeführt, und zwar wurden die Drücke mittels Serscher Scheibe, der Luftstrom mit einem Präzisionsanemometer[1]) gemessen. Zum Drosseln des Luftstromes diente ein ungefähr in der Mitte des Kanales angebrachter Schieber. Für eine Schieberstellung wurden 4 bis 5 Punkte für verschiedene Umlaufzahlen zwischen 700 und 1300 Uml./min aufgenommen. Eine solche Versuchsreihe ist als Beispiel in Zahlentafel 2 angegeben, und die zugehörigen Schaulinien sind in Fig. 2 dargestellt. Die mit Hülfe der Eichkurven des Motors gefundenen Werte

[1]) Vergl. auch Brabbée und Berlowitz a. a. O.

[1]) Die Angaben dieses Anemometers wurden später bei andern Versuchen mit denen eines Staurohres nach Prof. Brabbée verglichen, wobei sich eine gute Uebereinstimmung ergab.

Zahlentafel 2.

1	Umlaufzahl n . .	Uml./min	691	865	1020	1130	1298
2	Luftstrom V . .	cbm/sk	0,401	0,507	0,592	0,659	0,753
3	Druck h . . .	mm W.-S.	27,6	43,1	59,3	74,1	95,8
4	Verbrauch P . . .	Watt	200	362	575	795	1190
5	$P\left(\frac{1000}{n}\right)^3$	»	608	560	542	550	544

Fig. 2.

Keith-Blackman-Ventilator. Luftstrom, Druck und Verbrauch bei verschiedenen Drehzahlen für $R = 170$.

des Verbrauches P des Ventilators (Zeile 4) sind in Zeile 5 auf $n = 1000$ umgerechnet unter der Annahme, daß sich der Verbrauch mit der dritten Potenz der Drehzahl ändert, ein Gesetz, dessen Richtigkeit nachzuweisen der Hauptzweck dieser Versuche war. Mit Ausnahme des Versuches bei der niedrigsten Umlaufzahl ergibt sich für den so umgerechneten Verbrauch mit genügender Annäherung ein gleichbleibender Wert. Bei der niedrigsten Umlaufzahl ist der Motor kaum belastet, so daß seine eigenen gleichbleibenden Verluste einen erheblichen Anteil seines Verbrauches ausmachen und daher Veränderungen z. B. in der Bürsten- oder Lagerreibung leicht zu Fehlern in der Bestimmung von P führen können. Die in Fig. 2 eingezeichnete Verbrauchskurve ist eine kubische Parabel mit 549 Watt bei 1000 Uml./min als Mittelwert der vier letzten Zahlen der Zeile 5. Die Kurve des Druckes h ist eine Parabel und die Linie des Luftstromes eine Gerade, wodurch die in den Formeln (5) und (6) als bekannt angegebenen Beziehungen wiederum bestätigt werden. Der Widerstand R ergibt sich für diese Versuchsreihe im Mittel zu 170.

In gleicher Weise wurden noch 8 andre Versuchsreihen für verschiedene Drosselwiderstände aufgenommen, einschließlich der beiden Grenzfälle des geschlossenen Ventilators und der freien Ausströmung. Für diese beiden Grenzfälle ist der Verbrauch P in den Zahlentafeln 3 und 4 angegeben und als Funktion von n in den Figuren 3 und 4 aufgetragen.

Aus der letzten Zeile in diesen Tafeln geht hervor, daß der Verbrauch mit genügender Genauigkeit der dritten Potenz der Drehzahl proportional gesetzt werden kann. Namentlich gilt dies für den Fall der freien Ausströmung, wo der auf $n = 1000$ umgerechnete Verbrauch für alle Punkte fast genau denselben Wert ergibt. Bei geschlossenem Ventilator zeigen

Zahlentafel 3.
Verbrauch bei geschlossenem Ventilator ($R = \infty$).

Umlaufzahl n . .	Uml./min	464	737	956	1072	1267
Verbrauch P	Watt	18	95	190	255	425
$P\left(\frac{1000}{n}\right)^3$	»	180	237	217	207	210

Zahlentafel 4.
Verbrauch bei freier Ausströmung ($R = 0$).

Umlaufzahl n . .	Uml./min	472	648	745	935
Verbrauch P	Watt	170	440	670	1340
$P\left(\frac{1000}{n}\right)^3$	»	1620	1615	1620	1635

Fig. 3.

Keith-Blackman-Ventilator. Verbrauch bei geschlossenem Ventilator.

Fig. 4.

Keith-Blackman-Ventilator. Verbrauch bei freier Ausströmung.

nur die beiden untersten Punkte stärkere Abweichungen, doch erklären sich diese, wie bereits erwähnt, aus der in der Messung begründeten Ungenauigkeit bei schwach belastetem Motor.

b) Siemens-Ventilator.

Flügelraddurchmesser D	510 mm
axiale Länge am äußeren Umfange L	80 »
Anzahl der Schaufeln	18
Auslaßöffnung des Spiralgehäuses F_a	0,0486 qm

Dieser von Siemens Bros. Dynamo Works Ltd. in Stafford gebaute Ventilator wurde in gleicher Weise untersucht, und zwar mit demselben geeichten Motor. Es wurden nacheinander verschiedene Widerstände mit dem Drosselschieber eingestellt und für jeden Widerstand 4 bis 5 Punkte bei verschiedenen Umlaufzahlen aufgenommen. Auch hier bestätigt sich wieder das Gesetz, daß bei konstantem Widerstande der Luftstrom linear und die Druckhöhe quadratisch mit der Umlaufzahl wächst. Zur Darstellung der Abhängigkeit des Verbrauches von der Umlaufzahl seien als Beispiele wieder nur einige Versuchsreihen herausgegriffen. Sie sind in den Zahlentafeln 5 bis 7 angegeben und die zugehörigen Schaulinien in den Figuren 5 bis 7 dargestellt.

Fig. 5.

Siemens-Ventilator. Verbrauch bei geschlossenem Ventilator.

Fig. 6.

Siemens-Ventilator. Verbrauch bei $R = 95$.

Fig. 7.

Siemens-Ventilator. Verbrauch bei freier Ausströmung.

Zahlentafel 5.
Verbrauch bei geschlossenem Ventilator ($R = \infty$).

Umlaufzahl n . . Uml./min	715	900	1130	1265
Verbrauch P . . . . Watt	70	110	222	310
$P\left(\frac{1000}{n}\right)^3$ . . . . »	192 (?)	151	154	153

Zahlentafel 6.
Verbrauch bei $R =$ rd. 95.

Umlaufzahl n . . Uml./min	520	720	880	1100	1255
Verbrauch P . . . . Watt	72	214	350	690	1010
$P\left(\frac{1000}{n}\right)^3$ . . . . »	512	575 (?)	513	518	512

Zahlentafel 7.
Verbrauch bei freier Ausströmung ($R = 0$).

Umlaufzahl n . . Uml./min	480	775	900	1058	1265
Verbrauch P . . . . Watt	90	356	560	990	1630
$P\left(\frac{1000}{n}\right)^3$ . . . . »	815	768	768	835	805

Die Kurven sind als genaue kubische Parabeln gezeichnet, und die eingetragenen Meßpunkte zeigen wieder nur ganz geringe Abweichungen, die in Meßfehlern begründet sind.

c) Sirocco-Ventilator von Davidson & Co. in Belfast.

Flügelraddurchmesser D	508	mm
axiale Länge am äußeren Umfange L	152	»
Anzahl der Schaufeln	48	
Auslaßöffnung des Spiralgehäuses F	0,0413	qm.

Die Versuche führten zu demselben Ergebnisse.

Ergebnis.

Durch die hier erwähnten Versuche, die an Ventilatoren von ganz verschiedener Konstruktion ausgeführt wurden, können wir somit das Gesetz als erwiesen ansehen:

Der Verbrauch eines Fliehkraftventilators nimmt bei konstantem äußerem Widerstande mit der dritten Potenz der Umlaufzahl zu.

Dieses Gesetz gilt allerdings nur für unmittelbar gekuppelte Ventilatoren ohne eigene Lager. Läuft der Ventilator in eigenen Lagern (Riemenantrieb), so gilt das Gesetz nur für den Verbrauch des Ventilators **ausschließlich Lagerreibung**.

Wenn von andern Forschern Abweichungen von dem Gesetze gefunden worden sind, so scheinen diese darauf zurückzuführen zu sein, daß die Ventilatoren vielleicht in eigenen Lagern liefen, oder daß die Verluste des Antriebmotors für verschiedene Umlaufzahlen und Belastungen nicht genügend genau ermittelt wurden. Es wäre wünschenswert, wenn das hier beschriebene Verfahren zur Eichung des Antriebmotors an andern Stellen wiederholt und die Ergebnisse von Versuchen an verschiedenen andern Ventilatoren veröffentlicht würden. Es steht zu erwarten, daß sie das oben angegebene Gesetz bestätigen würden.

Wir können also zusammenfassen: Für gleichbleibenden äußeren Widerstand gilt:

Luftstrom . . . . $V = c_1\, n$
Druck . . . . $h_s = c_2\, n^2$
Verbrauch . . . . $P = c_3\, n^3$.

Die Leistung des Ventilators ist

$$L = V\,h \text{ mkg/sk}$$

oder

$$L = g\,V\,h \text{ Watt},$$

wo $g = 9{,}81$ m/sk² die Erdbeschleunigung ist.

Somit ist $L = g\,c_1\,c_2\,n^3$

und daher der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{L}{P} = \frac{g\,c_1\,c_2}{c_3} = \text{konst.}$$

Wir finden also das wichtige Ergebnis:

Für konstanten äußeren Widerstand ist der Wirkungsgrad eines Fliehkraftventilators konstant und unabhängig von der Drehzahl.

Für jeden Ventilator gibt es daher einen ganz bestimmten äußeren Widerstand $R_m = \frac{h_s}{V^2}$, bei dem er mit seinem besten

Wirkungsgrad arbeitet, und zwar bei jeder beliebigen Umlaufzahl.

III. Die Kennlinien eines Ventilators.

Auf Grund unserer Untersuchungen sind wir nunmehr in der Lage festzustellen, was als »Kennlinie eines Ventilators« gelten soll. Die Kennlinie muß der Bedingung entsprechen, daß für jeden beliebigen äußeren Widerstand und jede Umlaufzahl die geförderte Luftmenge, der Druck und der Verbrauch und damit auch der Wirkungsgrad ermittelt werden kann. Da nach den vorstehenden Entwicklungen die Abhängigkeit des Luftstromes, des Druckes und des Verbrauches von der Umlaufzahl bei gleichbleibendem Widerstande bekannt ist, so genügt es, in der Kennlinie das Verhalten des Ventilators bei einer gleichbleibenden Umlaufzahl, aber bei veränderlichem Widerstande darzustellen. Am besten ist es, den Luftstrom als Abszisse zu wählen und über ihm den Druck, den Verbrauch und den Wirkungsgrad als Ordinaten aufzutragen. Bei der Aufnahme von Versuchen ist es dabei nicht nötig, die Umlaufzahl ganz genau gleich zu halten, da man die gefundenen Werte leicht auf gleichbleibende Umlaufzahl umrechnen kann. Im Gegenteil empfiehlt es sich, für jeden Widerstand 2 oder 3 Punkte bei verschiedenen Umlaufzahlen aufzunehmen, die Messungen auf gleichbleibende Umlaufzahl umzurechnen und aus den so gefundenen Zahlen das Mittel zu nehmen. Man wird dabei am leichtesten glatte Kurven erhalten.

Auf diese Weise wurden die in den Figuren 8 bis 10 dargestellten Kennlinien für drei Ventilatoren verschiedener Bauart erhalten. Der Meßkanal war in allen drei Fällen derselbe. Ebenso war ein vom Abnehmer vorgeschriebener Winkelstutzen an den Einlaßöffnungen der Ventilatorgehäuse angebracht. Infolgedessen ist der in den Kennlinien angegebene Druck (Unterschied des statischen Druckes gegenüber dem der umgebenden Luft) geringer als der vom Ventilator erzeugte Gesamtdruck und der Wirkungsgrad etwas niedriger, als er sich für den Ventilator allein ergeben würde. Da die Versuchsbedingungen aber für alle drei Ventilatoren dieselben waren, so können die Kurven unmittelbar miteinander verglichen werden. Die Umlaufzahlen, für die die einzelnen Kurven gezeichnet sind, sind so gewählt, daß die Druckkurve in allen drei Fällen durch den der Bestellung entsprechenden Punkt $V = 0{,}566$ cbm/sk bei $h = 89$ mm geht, der in den Figuren durch einen Doppelkreis gekennzeichnet ist.

Beim Sirocco-Ventilator fällt dieser Punkt mit dem des besten Wirkungsgrades zusammen, beim Keith-Ventilator liegt er auf dem absteigenden Aste. In allen drei Figuren ist durch den zum besten Wirkungsgrad gehörigen Punkt der Druckkennlinie eine Parabel gelegt. Da für solch eine Parabel das Verhältnis $\frac{h}{V^2}$ konstant ist, so stellt sie eine Linie gleichen Widerstandes dar. So gehört z. B. für den Siemens-Ventilator zum höchsten Wirkungsgrade der Punkt $h = 87{,}4$ mm und $V = 0{,}612$ cbm/sk, was einem günstigsten Widerstande von

$$R_m = \frac{87{,}5}{0{,}612^2} = 233$$

entspricht. Der beste Wirkungsgrad ist

$$\eta_{max} = 0{,}71 .$$

Die erwähnte Parabel ist also die Linie des Widerstandes $R_m = 233$, und da, wie wir sahen, für gleichbleibenden Widerstand auch der Wirkungsgrad gleichbleibt, so stellt dieselbe Parabel auch die Linie des höchsten Wirkungsgrades $\eta_{max} = 0{,}71$ dar.

Mit Rücksicht auf wirtschaftliche Herstellung der Ventilatoren wird man nun im allgemeinen nicht für jede Bestellung einen besondern Ventilator konstruieren, der für die verlangten Bedingungen gerade mit seinem besten Wirkungsgrade arbeitet, sondern man wird eine Anzahl normaler Ausführungen listenmäßig festlegen. Das Aussuchen der für einen gegebenen Fall am besten passende Größe wird erleichtert, wenn man für jeden Ventilator außer den Kennlinien noch den kleinsten und den größten zulässigen Widerstand angibt, wobei man für die Grenzen einen bestimmten als zulässig erachteten Wirkungsgrad annimmt. In den Figuren 8 bis 10 sind diese Grenzwiderstände als strichpunktierte Parabeln

Fig. 8.

Keith-Blackman-Ventilator. Kennlinien für $n = 1190$ Uml./min.

Fig. 9.

Sirocco-Ventilator. Kennlinien für $n = 1160$ Uml./min.

Fig. 10

Siemens-Ventilator. Kennlinien für $n = 1255$ Uml./min.

eingezeichnet, unter der Annahme eines zulässigen Grenzwertes des Wirkungsgrades von $0{,}90\,\eta_{max}$. Für jeden beliebigen Punkt der füllhornförmigen Fläche zwischen den beiden strichpunktierten Parabeln kann also ein und derselbe Ventilator verwendet werden, und dabei wird er immer im Bereiche des besten Wirkungsgrades arbeiten, nämlich zwischen η_{max} und $0{,}90\,\eta_{max}$. Läßt man einen größeren Spielraum im Wirkungsgrade zu, so rücken die beiden Grenzparabeln weiter auseinander. Für den in Fig. 10 gekennzeichneten Siemens-Ventilator sind für den Wirkungsgrad von 0,64 (d. i. $0{,}90\,\eta_{max}$) die Grenzwiderstände $R = 125$ und $R = 525$. Der Ventilator kann also für jeden zwischen diesen Grenzen liegenden Widerstand verwendet werden, wobei sein Wirkungsgrad zwischen 0,64 und 0,71 liegt. Die Grenzwiderstände und Wirkungsgrade sind in den drei Figuren an den Grenzparabeln vermerkt.

Wir wollen nun an einem Beispiel zeigen, wie an Hand der Kennlinien und Grenzlinien für einen gegebenen Betriebszustand der geeignete Ventilator herausgesucht und seine Umlaufzahl festgelegt werden kann.

Es sei ein Ventilator für 0,8 cbm/sk bei 100 mm Wassersäule verlangt. In Fig. 10 ist dieser Punkt mit *A* bezeichnet. Der Widerstand ist $R = 156$, liegt also zwischen den beiden Grenzparabeln. Wir legen nun durch diesen Punkt *A* die Parabel gleichen Widerstandes, die die Drucklinie im Punkte *B* schneidet. Für diesen Punkt ist

$$V = 0{,}72 \text{ cbm/sk}, \qquad \eta = 0{,}677, \qquad P = 848 \text{ Watt},$$

und zwar gelten diese Werte für $n = 1255$ Uml./min, wofür die Kennlinien gezeichnet sind. Da der Ventilator aber 0,8 cbm/sk zu liefern hat, so muß er sich mit

$$n = 1255\,\frac{0{,}80}{0{,}720} = 1395 \text{ Uml./min}$$

drehen. Sein Verbrauch wird dann

$$P = 848\left(\frac{1395}{1255}\right)^3 = 1160 \text{ Watt}.$$

Der Wirkungsgrad bleibt derselbe, nämlich 0,677. Es würde nur noch zu untersuchen sein, ob der betreffende Ventilator die Umlaufzahl von 1395 Uml./min mit genügender Sicherheit auszuhalten vermag. In einer Liste für Ventilatoren sollte daher stets die für jede Größe zulässige höchste Umlaufzahl angegeben werden.

Zum Schlusse mögen die kennzeichnenden Größen der drei untersuchten Ventilatoren in einer Zahlentafel zusammengestellt werden, die gleichzeitig als Beispiel dienen für die Anordnung einer Liste von Ventilatoren kann. Um die Umrechnung auf andre Umlaufzahlen zu erleichtern, sind die Kennwerte für 1000 Uml./min angegeben. Von den für jeden Ventilator mitgeteilten drei Widerständen ist der mittlere, fettgedruckte der »günstigste Widerstand«, für den der Wirkungsgrad seinen Höchstwert erreicht, während die beiden andern die Grenzwerte sind, für die der Wirkungsgrad auf $0{,}90\,\eta_{max}$ fällt.

Zahlentafel 8.

Ventilator-Bauart	Widerstand $\frac{h}{V^2}$	Wirkungsgrad	bei $n = 1000$ Uml./min			höchste zulässige Umlaufzahl
			Luftstrom cbm/sk	Druck *h* mm	Verbrauch Watt	
Sirocco Nr. 7	137	0,54	0,673	62,0	757	
	278	**0,60**	0,486	66,0	526	rd. ?
	685	0,54	0,306	61,2	357	
Keith-Blackman	170	0,62	0,593	59,8	562	
	347	**0.685**	0,426	63.3	386	rd. ?
	755	0,62	0,287	62,2	282	
Siemens	125	0.64	0.623	48,6	465	
	233	**0.71**	0.488	55,4	376	rd. ?
	525	0,64	0,332	58,0	295	

Die der Bestellung entsprechenden, also auf gleiche Leistungen bezogenen Werte der drei Ventilatoren sind in Zahlentafel 9 zusammengestellt.

Die Wirkungsgrade sind ausschließlich h_e gerechnet. Bemerkenswert ist übrigens auch ein Vergleich der Ver-

Zahlentafel 9.

Ventilator-Bauart	Umlaufzahl Uml./min	Luftstrom cbm/sk	Druck mm	Verbrauch Watt	Wirkungsgrad vH
Sirocco .	1160	0,566	89	825	60,0
Keith .	1190	0,566	89	725	68,5
Siemens .	1255	0,566	89	696	70,5

brauchskurven in den Figuren 8 bis 10, und zwar insbesondere der Werte für den Fall der freien Ausströmung. Zwar kommt dieser Fall bei ordnungsmäßigem Betriebe nicht vor, aber da bei freier Ausströmung die dem Ventilator zugeführte Energie, abgesehen von der in der strömenden Luft aufgespeicherten kinetischen Energie, nur zur Deckung der Strömungsverluste und der Radreibung aufgebraucht wird, so kann der bei freier Ausströmung auftretende Verbrauch sehr wohl als ein Kennzeichen für die Güte eines Ventilators angesehen werden. Die drei Ventilatoren geben innerhalb weniger Prozente fast denselben Luftstrom bei freier Ausströmung. Um jedoch den Vergleich auf genau gleicher Grundlage zu ermöglichen, sind in Zahlentafel 10 die Werte für den Verbrauch auf gleichen Luftstrom, und zwar auf $V = 1{,}40$ cbm/sk, umgerechnet. (Der Verbrauch ändert sich hierbei mit der dritten Potenz des Luftstromes, da dieser proportional der Drehzahl ist.)

Zahlentafel 10.

Ventilator-Bauart	Umlaufzahl Uml./min	Luftstrom bei freier Ausströmung *V* cbm/sk	Verbrauch Watt
Sirocco . . .	1142	1,40	2650
Keith . . .	1210	1,40	2880
Siemens . .	1265	1,40	1775

Bei freier Ausströmung, bezogen auf gleichen Luftstrom, verbraucht also der Siemens-Ventilator 33 vH weniger als der Sirocco- und 38,3 vH weniger als der Keith-Ventilator. Diese Eigenschaft ist von besonderm Werte, wenn es sich um elektrischen Antrieb handelt, da für den Motor dann die Gefahr des Ausbrennens bei unvorhergesehener Verminderung des äußeren Widerstandes viel geringer ist. Die eingehende Würdigung dieses außerordentlich wichtigen, aber sehr oft vernachlässigten Gesichtspunktes und seines Einflusses auf die Wahl des Motors mag einer späteren Veröffentlichung vorbehalten bleiben.

Es soll dann auch noch näher auf den hier vorgeschlagenen Begriff des Widerstandes eingegangen werden, wobei wir ihn auch auf den Ventilator selbst anwenden wollen (innerer Widerstand). Dies wird auch Gelegenheit geben, zu zeigen, wie anschaulich die Einführung dieses Begriffes das Verhalten einer ganzen Reihe einheitlich gebauter Ventilatoren zu überschauen gestattet, wodurch die Auswahl des für einen gegebenen Betriebszustand günstigsten Ventilators wesentlich erleichtert wird.

Zusammenfassung.

1) Der Begriff der »gleichwertigen Oeffnung« ist unwissenschaftlich und unpraktisch, weil die nach der üblichen Formel ermittelte Rechnungsgröße in Wirklichkeit gar nicht die ihr zugedachte physikalische Bedeutung hat. Es wird deshalb vorgeschlagen, den Widerstand einer Anlage einfach durch das Verhältnis $R = \frac{h}{V^2}$ auszudrücken und als Einheit den Widerstand zu wählen, der beim Durchströmen von 1 cbm/sk Luft einen Druckunterschied von 1 mm Wassersäule erfordert.

2) Aus Versuchen an drei vollständig verschieden konstruierten Ventilatoren mit einem geeichten Motor wird nachgewiesen, daß, der Theorie entsprechend, der Verbrauch eines Ventilators bei gleichbleibendem äußerem Widerstande,

abgesehen von der Lagerreibung, genau der dritten Potenz der Umlaufzahl folgt, daß also der Wirkungsgrad des Ventilators ohne Lagerreibung bei gleichbleibendem äußerem Widerstand unabhängig von der Umlaufzahl ist.

3) Um das Verhalten eines Ventilators unter beliebigen Bedingungen darzustellen, braucht man mindestens 2 Kurven. Es empfiehlt sich, den Druck und den Verbrauch (bezw. den Wirkungsgrad) als Funktion des Luftstromes aufzutragen.

Kräfteverteilung und Greifen bei Selbstgreifern.[1]

Von Dr.-Ing. Pfahl.

(Schluß von S. 2060)

Die theoretischen Untersuchungen.

Die Schließkraft und das Gleichgewicht der Kräfte.

Zunächst soll die wichtigste an der Greiferschaufel angreifende Kraft festgestellt werden, nämlich die Schließkraft P. Sie wirkt in der Bewegungsrichtung der Schaufelspitze, und ihre Richtung wird unmittelbar durch die jeweilige Tangente an die Eindringkurve angegeben, Fig. 45. Sie läßt sich rechnerisch leicht bestimmen, indem man die um den Punkt A drehenden Momente

Fig. 45.

Momente an der Greiferschaufel.

Fig. 46.

Kräfteverteilung an der Greiferschaufel.

untersucht. Die Bewegungskraft wird in B durch den Zug des Flaschenzuges $= n\,S\,\eta$ eingeleitet, wobei n die Uebersetzung und η der Wirkungsgrad des Flaschenzuges ist; hiervon wird noch das Gewicht des Querhauptes G_1 abgezogen, so daß nur noch die Kraft $nS\eta - G_1$ am Hebelarm a wirkt. Diesem Momente wirkt das des Schaufelgewichtes G_2 und der bereits gegriffenen Kohle Q am Hebelarm c entgegen. Wird dann noch der Hebelarm der Schließkraft $= b$ gesetzt, so erhält man folgende Gleichung:

Fig. 48.

Vergleich des Seilzuges und der Vertikalkomponente der Schließkraft bei verschiedenen Belastungen K der Greifer.

$S + V = G + Q$.

$$Pb = (nS\eta - G_1)\,a - (G_2 + Q)\,c$$

$$P = \frac{(nS\eta - G_1)\,a - (G_2 + Q)\,c}{b}.$$

Die Kraftverteilung und das Gleichgewicht aller im Greifer wirkenden Kräfte ist am besten zu erkennen, wenn

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 60 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

man die Greiferschaufel frei macht und die Kräfte anbringt, wie es in Fig. 46 geschehen ist.

Es wirken danach in A die durch den Lenker übertragenen Kräfte G_3, das Gestellgewicht und $(n-1)S\eta_0$ als Reaktionskraft des Flaschenzuges; die Kraft $nS\eta - G_1$ wirkt in B, und Schaufelgewicht und Kohle, $G_2 + Q$, greifen in ihrem Schwerpunkt an; die Schließkraft drückt als Widerstand unter dem Winkel α gegen die Schaufelspitze. Alle diese Kräfte schließen sich in einem Krafteck, Fig. 47, wozu noch der aus der Schließkraft und der Lenkerkraft entstandene wagerechte Zug H tritt, der durch das Greifergestell aufgenommen wird.

Fig. 47.

Krafteck der Kräfte an der Greiferschaufel.

Stellt man für die senkrechten Kräfte die Gleichgewichtsbedingung auf, so erhält man:

$$nS\eta - G_1 + P\sin\alpha = G_3 + G_2 + Q + (n-1)S\eta_0$$
$$nS\eta - (n-1)S\eta_0 + P\sin\alpha = G_1 + G_2 + G_3 + Q$$
$$S + P\sin\alpha = G + Q.$$

Diese Gleichung sagt also, daß im Zustande des Gleichgewichtes (d. h. bei gleichmäßigem Greifen ohne Abgleiten) Seilzug und Vertikalkomponente der Schließkraft $V = P\sin\alpha$ immer gleich dem Gewichte des Greifers und der bereits gegriffenen Kohle sein müssen.

Es wurde dann nach den vorliegenden Versuchsergebnissen untersucht, ob diese Gleichung auch mit den aufgetretenen Erscheinungen übereinstimmt. Zu diesem Zwecke wurden einige Versuche bei verschiedenen Stoffen und Gewichtbelastungen herausgegriffen und einer genaueren Untersuchung unterzogen, deren Ergebnisse in Fig. 48 wiedergegeben sind. Nach dem beschriebenen Wege wurde die Schließkraft S für jeden Punkt bestimmt und die Kurven ihrer Vertikalkomponente V mit der Seilzugkurve behufs Vergleichs mit der $G+Q$-Kurve addiert. Hierbei ist angenommen, daß die Kohlenmassen zuerst langsamer und dann schneller anwachsen, eine Annahme, die mit der Wirklichkeit am besten übereinstimmt.

Ein Vergleich beider Kurven bestätigt diese Theorie: Bis auf die Anfangsschwingung wird die $G+Q$-Kurve nie überschritten; bei stückiger Kohle liegt die $S+V$-Kurve etwas tiefer und steigt bei gleichmäßigerem Material immer mehr, so daß sich bei der mittleren und feinen Kohle beide Kurven sogar vollständig decken. Es werden also die Abweichungen um so größer, je gröber die Kohle; denn dann kann die Schaufel nicht gleichmäßig durch die Kohle dringen, sie stößt auf Widerstand, und es tritt ein Abrutschen und Schieben ein, so daß die Neigung der Schließkraft und damit auch die Vertikalkomponente geringer werden muß; die $G+Q$-Kurve kann also weniger erreicht werden.

Zusammengefaßt hat sich demnach ergeben, daß bei feinen Stoffen die normalen und gleichzeitig größten Seilzüge und Schließkräfte durch das jeweilige Greifer- und Stoffgewicht festgelegt sind. Denn bei wachsendem Greifwiderstand wächst die Schließkraft mit wachsendem Seilzuge; geringer wird aber der Eindringwinkel und damit die Vertikalkomponente der Schließkraft, so daß die $G+Q$-Kurve nie überschritten wird.

Für jedes Gut wird man also bei sonst gleichen Verhältnissen immer verschiedene Eindringwinkel erhalten, die um so geringer werden, je größer der Widerstand ist, den das Gut bietet.

Die Berechnung der größten Seilzüge und Schließkräfte.

Da die Gleichung $S + V = G + Q$ eine feste Beziehung zwischen Seilzug und Greifergewicht mit Kohle gibt und auch V zu bestimmen ist, so kann man eine Gleichung ableiten, die gestattet, den größten Seilzug am Greifer und damit auch die Schließkraft an der Schaufelspitze für jede Stellung zu berechnen:

$$S + V = G + Q,$$
$$S + \frac{(nS\eta - G_1)a - (G_2+Q)c}{b}\sin\alpha = G + Q,$$
$$S + \frac{nS\eta a \sin\alpha}{b} - \frac{G_1 a + (G_2+Q)c}{b}\sin\alpha = G + Q,$$
$$S\left(1 + \frac{n\eta a\sin\alpha}{b}\right) = G + Q + \frac{G_1 a + (G_2+Q)c}{b}\sin\alpha,$$
$$S\frac{b + n\eta a\sin\alpha}{b} = \frac{(G+Q)b + (G_1 a + (G_2+Q)c)\sin\alpha}{b},$$
$$S = \frac{(G+Q)b + (G_1 a + (G_2+Q)c)\sin\alpha}{b + n\eta a\sin\alpha}$$
$$= \frac{G+Q}{1 + \frac{a}{b}n\eta\sin\alpha} + \frac{G_1\frac{a}{b} + (G_2+Q)\frac{c}{b}}{\frac{1}{\sin\alpha} + \frac{a}{b}n\eta}.$$

Fig. 49.

Theoretische Seilzugkurven für den 1,75 cbm-Hone-Greifer.

Die Gleichung besteht aus zwei Gliedern: einem Hauptglied g_1 und einem geringfügigen Nebenglied g_2, das nur eine Berichtigung mit Rücksicht auf die gehobenen Querhaupt-, Schaufel- und Stoffgewichte bringt. Sieht man das Verhältnis $\frac{a}{b}$ als fest an, wie es auch im allgemeinen möglich ist, ohne große Fehler zu begehen, so wird der ganze Ausdruck $\frac{a}{b}n\eta$ für einen bestimmten Greifer unveränderlich. Veränderlich bleiben dann nur noch Q und $\sin\alpha$ und, nur diese bestimmen dann die Größe der jeweiligen Seilzüge. Beim Beginn des Greifers ist $Q = 0$, und S wird nur durch $\sin\alpha$ bestimmt, für den Schluß des Greifens wird $\alpha = 0$, es wird also $S = G + Q$, was die Versuche schon deutlich gezeigt haben.

Zur Untersuchung der Richtigkeit dieser Gleichung wurden für feine und mittlere Kohle für die Greifergrößen 1,75, 1,5 und 1,0 cbm die theoretischen Kurven für Verhältnisse gezeichnet, die entsprechenden Versuchen ähnlich waren. Ferner wurde für das α_{max} jedes Versuches ein dem Seilwege proportionaler Abfall angenommen, wobei man nur geringe Abweichungen von den Versuchswerten erhält.

Vergleicht man nun diese errechneten Kurven Fig. 49 bis 51 mit den gemessenen, so findet man eine sehr gute

Fig. 50.

Theoretische Seilzugkurven für den 1,5 cbm-Greifer.

Fig. 51.

Theoretische Seilzugkurven für den 1 cbm-Hone-Greifer.

Uebereinstimmung; die geringen, nur teilweise auftretenden Abweichungen finden in den Unterschieden der Grundlagen ihre leichte Erklärung. Die Kurve wurde für beide Teile der Gleichung g_1 und g_2 konstruiert, und man sieht, daß der zweite ergänzende Teil g_2 einen nur unwesentlichen Zuwachs mit sich bringt.

Vorschläge für den richtigen Bau von Greifern.

Nachdem vorliegende Untersuchungen die Richtigkeit der Gleichungen:

1) $$S + V = G + Q,$$

2) $$S = \frac{G + Q}{1 + \frac{a}{b}\, n\, \eta \sin \alpha} + \frac{G_1 \frac{a}{b} + (G_2 + Q)\frac{c}{b}}{\frac{1}{\sin \alpha} + \frac{a}{b}\, n\, \eta}$$

erwiesen haben, lassen sich leicht einige Winke für den allgemeinen Bau von Greifern geben.

Ein gutes Greifen kann nur durch eine große Vertikalkomponente der Schließkraft V erreicht werden, und sie vergrößern, heißt den Greifer verbessern. Um dies zu ermöglichen, gibt es nach der ersten Gleichung zwei Wege: der bequemste, aber zugleich auch unwirtschaftliche, nämlich das Greifergewicht zu erhöhen, wird leider in der Literatur zu viel empfohlen; der vorteilhafteste ist, bei einem nicht allzugroßen Gewicht (das sonst nur die Hubleistung stark vergrößern würde) zu bleiben und den Seilzug so klein als möglich zu gestalten. Diesem Wege wirkt die Gewichterhöhung nach der zweiten Gleichung geradezu entgegen, da sie nicht nur die senkrechte Kraft, sondern auch den Seilzug proportional erhöht. Am vollkommensten gelingt das Verkleinern des Seilzuges naturgemäß, wenn man $S = 0$ macht, d. h. dem Greifer seinen Schließmotor gibt, wie es bereits auszuführen versucht worden ist.

Bei Seil- oder Kettengreifern muß man versuchen, das für jeden Greifer unveränderliche Glied $\frac{a}{b}\, n\, \eta$ recht groß zu gestalten; denn nach der zweiten Gleichung kann man nur dadurch den Seilzug verringern und so die Vertikalkomponente der Schließkraft erhöhen.

Die nähere Betrachtung gibt demnach folgende Lehren:

1) Um η zu erhöhen, muß man bei Ausführung des Greiferflaschenzuges auf eine durchaus einwandfreie Arbeit sehen; wenn es irgend möglich ist, sollten demnach Seile verwandt und große Umleitrollen eingebaut werden; auch eine Verminderung der Lagerreibung ist für einen guten Greifer zu erstreben.

2) Der Flaschenzug und sonstige Uebersetzungen sind so groß, wie es die Verhältnisse gestatten, auszugestalten, denn sie drücken die Schließkraft ganz bedeutend herunter, wenn hierbei auch der Wirkungsgrad etwas fallen mag. Durch eine bessere Ausführung wird dieser Verlust wieder eingebracht. Die geringeren Kräfte und größeren Seilgeschwindigkeiten, die der längere Schließweg mit sich bringt, gewährleisten auch eine bessere Ausnutzung des Hubmotors.

3) Die größten Erfolge dürfte wohl bei vielen vorhandenen Greifern die Vergrößerung des Verhältnisses $\frac{a}{b}$ bringen. Das legt nahe, die Schaufeln in ihrem Querschnitt, Fig. 45, so breit und die äußeren Gelenke so tiefliegend wie möglich auszuführen. Niedrige, in die Breite weit ausladende Schaufeln sollen demnach dem Konstrukteur als Vorbild dienen.

Hat man nach diesen Regeln einen Greifer gebaut und findet, daß er beim Greifen überläuft, so kann man allmählich das Gewicht vermindern und erhält auf diese Weise einen vorbildlichen Greifer, der ein geringes Gewicht hat und in wirtschaftlicher Beziehung allen Anforderungen genügen wird.

Die Hone-Greifer, die zu den Versuchen benutzt wurden, bestätigen durch ihre Arbeitsweise die vorstehenden Bemerkungen.

Der Greifer für 2,25 cbm, ein Greifer älterer Form, griff unvollständig und schloß sich unvollständig. Der Grund hierfür war die geringere Flaschenzugübersetzung (1 : 3 statt

Fig. 52.

Priestmann-Greifer für 2,2 cbm Inhalt.

1 : 4) und die ungünstige Form der Schaufel, die als Viertelkreisbogen ungefähr Breite gleich Höhe ergab. Auch der 1,5 cbm-Greifer drang weniger in das Gut ein als die andern Ausführungen. Grund hierfür ist nur das geringere $\frac{a}{b}$; die andern Greifer arbeiteten in bester Weise.

An der Entwicklung der untersuchten Ausführungen sieht man deutlich, wie sich die Firma J. Pohlig A.-G. bemüht hat, ihre Greifer in jeder Hinsicht zu verbessern. Sie vergrößerte n durch Erhöhung der Uebersetzung von 1 : 3 auf 1 : 4 und steigerte $\frac{a}{b}$ durch einen flacheren Bau der Schaufel, kurz, sie suchte alles zu erreichen, um ein richtiges Greifen zu erzielen; demnach sind die jetzigen Ausführungen als eine sehr gute Uebertragung der Theorie in die Praxis zu betrachten.

Unter den andern Greifern finden sich die verschiedenartigsten Formen, die mehr oder weniger diesen Regeln angepaßt sind. An den meisten bleibt noch sehr viel zu verbessern, vor allem an der Schaufelform; die weitverbreiteten hochgebauten Schaufeln mit Viertelkreisquerschnitt werden bereits von einigen Firmen verlassen, müssen aber bei Materialien, die größeren Widerstand leisten, ganz aufgegeben werden.

Es sind aber auch schon vielfach Fortschritte gemacht worden; so sei hier aus dem Gebiet der Zweikettengreifer nur der Priestmann-Greifer erwähnt, der durch seine Schaufelformen sehr richtige Greifbedingungen bietet. Die Ausführung nach Fig. 52, gebaut für 2,2 cbm Inhalt, griff nach Versuchen von Professor Kammerer, die in Hamburg ausgeführt wurden[1]), so vorzüglich, daß sie trotz ihres geringen Gewichtes von 2000 kg, also 910 kg/cbm, beim Greifen überlief: ein weiterer Beweis dafür, welche Erfolge durch sachgemäße Verbesserung der Konstruktion ohne unnütze Gewichte erzielt werden können.

Zusammenfassung.

In der vorliegenden Arbeit werden Untersuchungen an 4 Hone-Greifern (von 2,25, 1,75, 1,5 und 1,0 cbm) mit verschiedenen Kohlensorten geschildert, deren Ergebnisse nach einer kurzen Beschreibung der Versuchsanlage, der Meßgeräte und der Greifer in Kurven wiedergegeben sind. Hierauf folgen einige theoretische Betrachtungen über die Berechnung der größten jeweils auftretenden Seilzüge und Schließkräfte und über die richtige Konstruktion von Greifern.

[1]) s. Z. 1912 S. 617.

Verbrauchsversuch an einem Luftdruckhammer mit nur einem Zylinder.[1])

Von Dr.-Ing. **Otto Fuchs** in Brünn.

Die Angaben über den Arbeitsverbrauch von Lufthämmern weichen vielfach bedeutend voneinander ab. Untersuchungen Unbeteiligter sind bisher wenig bekannt geworden, und Hammerfabrikanten sehen entweder zu rosig oder zu schwarz, je nachdem sie Lufthämmer oder andere Hammerarten erzeugen.

Heim[2]) untersuchte einen Luftfederhammer und fand einen Wirkungsgrad von 41 vH, gibt jedoch der Vermutung Ausdruck, daß bei sorgfältigster Konstruktion höhere Wirkungsgrade, niemals aber mehr als 60 vH, erreicht werden könnten. Die geleistete Schlagarbeit wurde hierbei nach dem von ihm zum ersten Male verwendeten indirekten Verfahren durch Stauchung von Bleizylindern bestimmt.

Im selben Jahre veröffentlichte Lüdicke[3]) Untersuchungen an einem Luftdruckhammer der Bauart Arns. Leider wurde das Schlagarbeitsvermögen dabei nicht gemessen, sondern mit Hülfe der Gesetze für die gleichförmig beschleunigte Bewegung unter Berücksichtigung der Fallzeit berechnet. Der auf diese Weise erhaltene Wirkungsgrad von 80 vH beruht daher auf der Annahme, daß der Bär im Augenblicke des Aufschlagens eine größere Geschwindigkeit habe als in jedem andern Punkte seines Abwärtsganges, was nicht zutreffen kann, da er im letzten Teile des Abwärtsganges durch den in der Nähe seines Todpunktes langsam nach abwärts oder gar bereits nach aufwärts gehenden Luftkolben gehemmt wird.

Ein Luftfederhammer mit bewegtem Zylinder der Bauart Hessenmüller wurde von Lohse[1]) untersucht. Es wurde der Stromverbrauch des Antriebmotors gemessen und die geleistete Schlagarbeit nach dem Heimschen Verfahren bestimmt; leider wurde der Wirkungsgrad des Motors sowie der des zwischen Motor und Kurbelwelle geschalteten Zahnradvorgeleges nicht versuchsmäßig bestimmt, sondern einerseits nach Erfahrungsziffern, anderseits durch Rechnung ermittelt. Daher ist der angegebene Wirkungsgrad von 80 vH nur bei Aufrechterhaltung dieser Voraussetzungen zutreffend.

Eine Untersuchung eines Lufthammers, bei der sowohl Arbeitsbedarf als auch Schlagarbeitsvermögen (kinetische Energie des Fallgewichtes im Augenblicke des Aufschlagens) durch Messung bestimmt worden wäre, ist mir nicht bekannt, mit Ausnahme der Katalogangaben von Bêché & Grohs, die seit Jahren ihre Hämmer nach dem Heimschen Verfahren und durch elektrische Messung des Arbeitsbedarfes untersuchen und bei ihren Luftdruckhämmern mit getrenntem Luft- und Bärzylinder einen Wirkungsgrad bis 70 vH angeben.

Es erschien daher von Interesse, einen Lufthammer möglichst einwandfrei auf seinen Wirkungsgrad zu prüfen. Untersucht wurde ein Luftdruckhammer, der sich im Besitze des mechanisch-technischen Laboratoriums der Deutschen Technischen Hochschule in Brünn befindet und von der Firma Richard Herz in Wien geliefert worden ist, die das

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen) werden an Mitglieder des Vereines und Studierende bezw. Schüler technischer Lehranstalten gegen Voreinsendung von 20 ₰ postfrei abgegeben. Andre Bezieher zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 ₰. Lieferung etwa 2 Wochen nach dem Erscheinen der Nummer.

[2]) Z. 1900 S. 281.

[3]) Z. 1900 S. 1787.

[1]) Z. 1910 S. 1569.

Fig. 1 bis 4. Luftdruckhammer.

Ausführungsrecht für die Mammut-Luftdruckhämmer von Berner & Co. in Nürnberg innehat. Die Figuren 1 bis 8 [1]) zeigen die Bauart des Hammers in Ansicht und Schnitt; der untersuchte Hammer unterscheidet sich nur dadurch von dem hier dargestellten, daß er nicht unmittelbar, sondern von einem Motor durch eine zwischengeschaltete Transmission angetrieben wird. Die gekröpfte Antriebwelle *a* des Hammers betätigt einen einarmigen Hebel *f*, der in *g* seinen Drehpunkt hat und bei *h* den Luftkolben *i* an seiner hohlen Stange erfaßt. In der Bohrung von *i* bewegt sich die Stange des Bärkolbens *k*; der Bär *e* ist am Hammerständer geführt. Am Zylinder *m*, in dem die beiden Kolben *i* und *k* spielen, ist das Gehäuse *n* für den Kolbenschieber *p* angeschraubt, der die Regelung besorgt; er wird durch Fußtritt oder mittels Handhebels betätigt. Durch verschiedene Einstellung der Höhenlage des Schiebers kann man verschieden starke Schläge erzielen oder den Bär in höchster Lage schwebend erhalten. Ein Gegengewicht, das am Fußtritt angebracht ist, trachtet den Schieber in seiner tiefsten Stellung, die in Fig. 5 dargestellt ist, festzuhalten. Bewegt sich nun der Luftkolben *i* etwa aus seiner obersten Stellung nach abwärts, so wird der Raum zwischen den beiden Kolben vergrößert, und Luft tritt durch das Saugventil *r* und die Kanäle *s* und *t* ein. Bewegt sich dann der Luftkolben nach aufwärts, so wird die eingeschlossene Luft zusammengedrückt, da sie nur in beschränktem Maße durch *u* und *v* bei *w* entweichen kann; dadurch wird der Bärkolben *k* nach aufwärts geworfen und auf der oberen Seite des Kolbens die Luft durch Kanal *x* und Druckventil *y* ausgetrieben. Nach dem ersten Spiel wird der Bärkolben

[1]) entnommen aus Z. 1907 S. 572; die in die Figuren 1 bis 3 eingetragenen Maße haben für den untersuchten Hammer keine Gültigkeit.

dem abwärts gehenden Luftkolben noch nachfallen und der Bär auf den Amboß aufschlagen, bei den folgenden Spielen wird jedoch die Luftverdünnung über dem Kolben *k* derart groß sein — das Druckventil gestattet als solches nur den Austritt der Luft und nicht den Eintritt —, daß der Bär in gehobener Stellung schwebend bleiben wird und nur ganz leicht auf und ab schwingt. Will man nun zum Schmieden übergehen, so hat man den Schieber nach aufwärts zu bewegen, und zwar so hoch, daß die Kanäle *u*, *v*, *w* auf der Unterseite des Bärkolbens und *x*, *l*, *o* auf der Oberseite miteinander übereinstimmen. Die Luft verfolgt nunmehr diese Wege, da sie es natürlich vorzieht, durch die geöffneten Kanäle zu treten, statt erst die Federspannungen des Saugventiles *r* auf der Unterseite und des Druckventiles *y* auf der Oberseite zu überwinden. Die Kanäle *v* und *l* haben dreieckige Oeffnungen, so daß bei höherer Schieberstellung ein kleinerer Querschnitt durch *w* und *o* freigegeben wird als bei tieferer. Es werden daher in dem ersteren Falle die Lufträume über und unter dem Kolben in geringerem Maße mit der Außenluft in Verbindung treten können als im zweiten Falle, der Bärkolben wird also, kurz ausgedrückt, den Bewegungen des Luftkolbens rascher folgen und daher einen kräftigeren Schlag geben. Um beim Schmieden, während der Bär fällt, keine Luftverdünnung über dem Bärkolben zu erhalten, wodurch der Schlag geschwächt werden würde, ist oben am Schieber ein in den Kanal *l* mündendes Saugventil angebracht, das hierbei Luft ansaugt. Während also beim Schwebendhalten die Ventile *r* und *y* arbeiten, kommen sie beim Schmieden zur Ruhe, wogegen nunmehr das erwähnte Saugventil in Tätigkeit gesetzt wird.

Der untersuchte Hammer hat 50 kg Fallgewicht und 250 mm Hub; der Zylinder hat 140 mm Bohrung. Für die Erprobung wurden in den Führungsbogen des Regel-Handhebels Rasten eingearbeitet, durch welche der Hebel und daher auch der Schieber festgestellt werden konnte. Ebenso wurden verschieden hohe Werkstücke verwendet. Es wurde teils auf nachgiebiges Holz, teils auf erhitztes Schmiedeisen geschlagen.

Die vom Hammer verbrauchte Arbeit wurde durch ein Zahndruckdynamometer von Amsler-Laffon [1]) gemessen, das

[1]) s. etwa Gramberg, Technische Messungen, 2. Aufl. S. 168.

Fig. 5 bis 8. Luftsteuerung.

Schnitt *A-B*.

Schnitt *C-D*.

mittels Riemens vom Motor angetrieben wurde und die Leistung wiederum mittels Riemens auf die Transmission übertrug. Nicht so einfach entschied sich die Frage der Messung des Schlagarbeitsvermögens; von der Anwendung meines kinematographischen Untersuchungsverfahrens[1]) wurde hier Abstand genommen, da es sich nicht um eine gleichzeitige Indizierung des Hammers handelte, und das indirekte Heimsche Verfahren erschien für eine einwandfreie Messung zu ungenau. Es wurde daher eine Vorrichtung gebaut, die nicht nur die Messung des Schlagarbeitsvermögens gestattet, sondern auch ein Bild der ganzen Bärbewegung gibt und auch deren Abhängigkeit von der Luftkolbenbewegung darzustellen ermöglicht. Die Vorrichtung, die Zeit-Weg-Kurven aufschreibt und in ihrem Wesen nichts Neues bietet, ist in Fig. 9 dargestellt. Ein Motor treibt mittels Riemens eine Trommel an, deren Umlaufzahl mit Hülfe verschiedener Scheiben in weiten Grenzen abgeändert und durch einen aufgesetzten Zähler gemessen werden kann. Die Trommel wird mit Papier bespannt, auf dem ein am Bär befestigter Stift schreibt und nach Bedarf noch ein zweiter, der an der Stange des Luftkolbens angebracht wird. Die ganze Vorrichtung

Fig. 9.

Vorrichtung zum Aufzeichnen der Zeit-Weg-Kurven.

ruht auf einem Tisch, dessen Platte mittels Schraubenbewegung in Führungen verschoben werden kann. Auf diese Weise kann das Papier dem Schreibstift rasch genähert und ebenso rasch von ihm entfernt werden, was bei der großen minutlichen Schlagzahl des Hammers zur Erzielung deutlicher Aufzeichnungen unerläßlich ist.

Die Ergebnisse der Messungen sind in Fig. 10 bis 17 niedergelegt.

Die Kurven in Fig. 11 wurden beispielsweise bei einer Schieberstellung aufgeschrieben, die für die untere Kolbenseite einen Schlitzquerschnitt von rd. 20 qmm freigibt; auf dem Amboß lag Holz von 50 mm Höhe. Die Geschwindigkeit steigt beim Heben des Bärs bis zu einer Höhe von etwa 120 mm (von der Hammerbahn aus gemessen) andauernd an, nimmt von hier bis zur Höchstlage von rd. 220 mm bis auf 0 ab, nimmt beim Abwärtsgange wiederum bis auf rd. 120 mm zu und von da bis zum Auftreffen auf das Werkstück andauernd ab. Die Kurve tritt hier unter die Wagerechte, welche die Werkstückhöhe angibt, da das Werkstück um rd. 2 mm elastisch zusammengedrückt wird. Die Kurve für den Aufwärtsgang ist annähernd symmetrisch zu der des Abwärtsganges. Die Verzögerungen in der zweiten Hälfte des Auf- und Abwärtsganges sind dadurch zu erklären, daß beim Aufwärtsgang nebst der Schwerkraft das oberhalb des Bärkolbens sich bildende Luftpolster nach abwärts wirkt und beim

Fig. 10. Versuch Nr. I.

Fig. 11. Versuch Nr. II.

Fig. 12. Versuch Nr. III.

Fig. 13. Versuch Nr. IV.

Fig. 14. Versuch Nr. V.

Fig. 15. Versuch Nr. VI.

Abwärtsgang das untere Polster entgegen arbeitet, insbesondere im letzten Teile der Bewegung, wo der Bärkolben über die Oeffnung im Zylinder hinwegläuft. Legt man an die Kurve im Punkte des Auftreffens eine Tangente, so gibt ihr Neigungswinkel ein Maß der Schlaggeschwindigkeit, da

---

[1]) Fuchs, Theoretische und kinematographische Untersuchung von Dampfhämmern, Berlin 1909, Julius Springer; auch Z. 1911 S. 1161.

Fig. 16.

Kurven des Bärs und des Luftkolbens für das Schwebendhalten.

Fig. 17.

Kurven des Bärs und des Luftkolbens bei stark gedrosseltem Luftdurchtritt.

$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{ds}{dt} = v$ ist. Die Schlaggeschwindigkeit beträgt hier 1,6 m/sk; das Schlagarbeitsvermögen ist daher $\frac{mv^2}{2} = \frac{50}{9,81} \cdot \frac{1,6^2}{2}$ = rd. 653 kgcm. Auf Grund der Ablesung am Umlaufzähler wurde eine Papiergeschwindigkeit von 2135 mm/sk festgestellt, ein Hammerspiel erstreckte sich auf eine Papierlänge von 502 mm, daher erfolgten 4,25 Spiele in der Sekunde. Die zur Verfügung stehende Schlagleistung beträgt somit $\frac{6,53 \cdot 4,25}{75} = 0,37$ PS. Nach der Dynamometerablesung verbrauchte der Hammer hierfür 2,324 PS; trieb der Riemen auf die Leerscheibe des Hammers, so wurden 0,702 PS verbraucht, so daß der Unterschied von 1,622 PS zur Betätigung des Hammers verbraucht wurde. Der Wirkungsgrad des Hammers betrug daher für die erwähnten Verhältnisse 0,37 : 1,622 = 22,8 vH. Es sei bemerkt, daß dies der ungünstigste Wirkungsgrad ist, der bei dieser Hammeruntersuchung überhaupt gefunden wurde.

Durch die Einstellung verschieden großer Luftöffnungen wird in erster Reihe das Anheben des Bärs beeinflußt. Die Druckwirkung der gespannten Luft ist bei weiterem Durchgangsquerschnitt andauernder als bei engerem, wo bereits eine Stoßwirkung zu bemerken ist. Ein Vergleich der Figuren 13 und 10 läßt dies deutlich erkennen; in der ersteren, die von einer Arbeit mit geringstem Luftquerschnitt stammt, steigt die Geschwindigkeit des aufwärts gehenden Bärs zuerst kurze Zeit an, um dann in eine Gerade überzugehen — also eine Bewegung, die mit einem Stoß vergleichbar wäre. In der zweiten Figur, die einem viel größeren Luftquerschnitt entspricht, steigt die Geschwindigkeit andauernd so lange, bis sich die Abnahme infolge des oberen Luftpuffers fühlbar macht, was auf eine andauernde Kraft hinweist. Unter der Einwirkung der andauernderen Kraft wird der Bär rascher und höher gehoben. Beim Versuche Fig. 10 stieg er bis über 280 mm an; da aber der Hammer nur für einen Hub von 250 mm gebaut ist, schloß sich bereits durch den ansteigenden Kolben der obere Luftaustrittkanal, und es erfolgte durch den ansteigenden Druck der oben eingeschlossenen Luftmenge eine rasche Umkehr der Bewegung. Der Bär fällt um so rascher, je härter das obere Luftkissen ist, also in Fig. 13 rascher als in Fig. 10. Der Luftkolben eilt dem Bärkolben bezüglich des Durchganges durch den unteren Bewegungsumkehrpunkt zeitlich vor. Bei weicherem Luftpolster ist das Voreilen größer, da erst später die zum Anheben nötige Luftpressung erreicht wird, was erst bei abnehmender Geschwindigkeit des Luftkolbens eintritt. Dabei ist der Bärkolben in einer höheren Lage, so daß das Hammerspiel im ganzen höher gerückt wird.

Bei den vorliegenden Druckkurven verhält sich die Schlagzeit zur Hebezeit bei größtem Luftdurchtritt, also schwächstem Schlag, wie 1 : 0,7, bei geringstem Querschnitt, also stärkstem Schlag, wie 1 : 1,5; es kehren sich also die Verhältnisse völlig um.

Bei stärkstem Schlag — der Regelhebel befand sich hierbei am Ende des Führungsbogens, was einem Luftquerschnitt von 10 qmm entspricht — beträgt die Schlaggeschwindigkeit 2,4 m/sk, bei einem Querschnitt von rd. 20 qmm nur 1,6 m/sk.

Unter dem Einfluß der Schwere allein hätte der herabfallende Bär die Endgeschwindigkeit von rd. 1,6 m/sk bezw. 1,8 m/sk erhalten. Es entspricht also nicht etwa der größeren Fallhöhe die größere Endgeschwindigkeit, sondern umgekehrt.

Die vom Hammer verbrauchte Energie wächst aber natürlich mit der Hubhöhe; daher werden auch beim vorerwähnten schwachen Schlage 1,62 PS, beim stärksten Schlage nur 1,49 PS verbraucht. Es wird also einerseits wegen der erzielten größeren Endgeschwindigkeit, anderseits wegen der geringeren verbrauchten Energie der Hammer am wirtschaftlichsten arbeiten, wenn die Luft am meisten gedrosselt wird. In diesem Falle wurde ein Wirkungsgrad von 56,7 vH erzielt.

Da schließlich infolge der stärkeren Belastung die Umlaufzahl des Motors und daher auch die des Hammers abnimmt, erfolgen weniger Schläge in der Zeiteinheit, so daß auch von diesem Standpunkte der Hammer bei härterer Einstellung der Luftkissen wirtschaftlicher arbeitet, wenn man in Betracht zieht, daß man das Schmieden hierbei rascher durchführt. also an Hitzen spart.

Auf Grund aller dieser Ueberlegungen wird es sich empfehlen, bei der Arbeit mit dem Hammer tunlichst kräftige Schläge zu führen, da er um so wirtschaftlicher arbeitet, je mehr er angestrengt wird.

Doch auch die Höhe des Werkstückes ist von Bedeutung für die Wirtschaftlichkeit, wie durch Vergleich der Fälle IV und V der Zahlentafel zu erkennen ist. V unterscheidet sich von IV bloß durch eine geringere Höhe des Werkstückes; die geringere Höhe hat jedoch bereits zur Folge, daß die kräftigere Kompression auf der Unterseite dem Bär einen größeren Hub verleiht, was einen größeren Kraftbedarf verursacht. Die Leistung ist annähernd dieselbe, da der Bär nicht absolut, sondern nur von der Hammerbahn aus gemessen höher gestiegen ist. Daher ist der Wirkungsgrad bei kleinerer Werkstückhöhe unter sonst gleichen Verhältnissen ungünstiger; auch hier bringt also die Anstrengung offenbaren Vorteil.

Versuch Nr.	Querschnitt der unteren Luftöffnung	Material	Werkstückhöhe	Hub des Bärs	Verbrauch des Hammers	Schlaggeschwindigkeit	Schlagarbeitsvermögen	Leistungsfähigkeit des Hammers	Wirkungsgrad
	qmm		mm	mm	PS	m/sk	kgcm	PS	vH
I	35	Holz	84	198	1,78	*)	—	—	—
II	20	»	48	176	1,62	1,6	653	0,37	22.8
III	13	»	45	137	1,52	2,3	1348	0,77	50.7
IV	10	»	45	137	1,49	2,4	1467	0,85	56,7
V	10	»	28	149	1,76	2.5	1594	0,91	51,7
VI	13	hellrotes Eisen	45	150 bis 155	1,61	2,5	1594	0,91	56,7

*) Das Werkstück wurde vom Bär bei jedem zweiten Schlage nur leicht berührt.

Im Falle VI wurde hellrotes Eisen geschmiedet; infolge des verminderten Rückpralles hat hier die Linie für das Anheben einen andern Charakter, Schlagarbeitsvermögen und Wirkungsgrad werden jedoch nicht nennenswert beeinflußt. In Fig. 16 ist das Schwebendhalten des Bärs dargestellt, das 1,66 PS erfordert; gleichzeitig wurde die Kurve des Luftkolbens aufgeschrieben, und man sieht sehr schön, wie der Bär den Bewegungen des Luftkolbens folgt. In Fig. 17 sind beide Kurven für eine Oeffnung von 13 qmm dargestellt. In Fig. 16 und 17 sind die beiden Kurven so aufgetragen, daß ihre senkrechten Abstände die wirklichen Entfernungen der beiden Kolben darstellen; es mußte daher der untere Todpunkt der Kurbelbewegung um 40 mm unter die Hammerbahn gesetzt werden, da zwischen den beiden Kolben dieser Abstand besteht, wenn der Bär auf dem Amboß ruht und sich der Luftkolben in seiner tiefsten Stellung befindet. Die bei den einzelnen Versuchen gewonnenen Werte sind in der Zahlentafel zusammengestellt.

Der erzielte Wirkungsgrad von 56,7 vH entspricht den einleitend erwähnten Schätzungen Heims; er kann in Anbetracht der groben Natur der Hammerarbeit als recht befriedigend bezeichnet werden, um so mehr, als mit Sicherheit zu erwarten ist, daß sich bei größeren Hammereinheiten noch wesentlich günstigere Zahlen ergeben würden.

Zusammenfassung.

Es wurde ein Herz- oder Mammut-Luftdruckhammer von 50 kg Fallgewicht untersucht. Der Arbeitsbedarf wurde durch ein Dynamometer, das geleistete Schlagarbeitsvermögen durch eine eigens gebaute Zeit Weg-Vorrichtung gemessen. Es werden an Hand der erhaltenen Kurven die Beziehungen zwischen Bär- und Luftkolbenbewegung betrachtet, und es wird der Einfluß der Luftquerschnitte und Werkstückhöhen auf den Wirkungsgrad des Hammers untersucht. Der Hammer arbeitet aus verschiedenen Ursachen um so wirtschaftlicher, je mehr er angestrengt wird. Bei stärkster Luftdrosselung wurde ein Wirkungsgrad von 56,7 vH erzielt, und es ist zu erwarten, daß sich bei größeren Hammereinheiten noch wesentlich günstigere Zahlen ergeben würden.

Wanddruck in Silos und Schachtöfen.

Von **Georg Lindner**, Karlsruhe.

In hohen Behältern aufgeschüttete stückige oder körnige Massen üben einen Druck auf die Wandflächen aus, der bekanntlich viel kleiner als der Druck von flüssiger Masse bleibt. Indem die Wände infolge der Reibung einen Teil des Gewichtes aufnehmen, bleibt auch der nach abwärts gerichtete Bodendruck verhältnismäßig klein.

Die Berechnung des für den Bau von Silos und Schachtöfen und ähnlichen Behältern bedeutsamen Wanddruckes läßt sich nicht nach der Erddrucktheorie aufstellen, weil diese auf enge Schächte nicht ohne weiteres anwendbar ist[1]). Die Aufstellung von Janßen[2]) führt zu brauchbaren Werten für Schächte mit senkrechten Wandflächen, also unverändertem Querschnitt. Weiter hat Prandtl Messungen vorgenommen[3]). Ausführlichere Untersuchungen hat Pleißner im Auftrage der Firma T. Bienert in Dresden-Plauen ausgeführt und berechnet[4]). Seine Angaben bieten eine wertvolle Grundlage für die Berechnung. Einige Unregelmäßigkeiten, wie die Aenderung der Reibziffer mit der Tiefe, erklären sich aus dem Umstande, daß an den verschiedenen Silozellen die Messungen stets unten vorgenommen wurden und die Zahlen für geringe Füllung als maßgebend für das oberste Feld des Schachtes angenommen worden sind, obwohl die Lagerung des Getreides je nach der Fallhöhe verschieden ist, insbesondere auch die Dichte unten größer als oben ausfällt.

Um die Theorie allgemeiner zu entwickeln und auf beliebige Schachtformen zu beziehen[5]), hat man das Gewicht eines Kornes in die Richtungen der Stützkräfte zu zerlegen und diese, bei der großen Masse, nach den wahrscheinlichen Mittelwerten der Neigung geradlinig anzunehmen, und zwar genügt es, sie in zwei senkrechten Ebenen zu betrachten, die im rechten Winkel zueinander stehen. Die Richtung β der so aufgefaßten Druckstrahlen steht in einer bestimmten Beziehung mit dem Verhältnis des Bodendruckes p zum Wanddruck q, nämlich $\operatorname{tg}\beta = \sqrt{\tfrac{1}{2}\,\tfrac{p}{q}}$. Für Getreidesilos hat Pleißner für $p:q$ Werte zwischen 2,2 und 3,9 gefunden, woraus sich der Neigungswinkel β zwischen 45 und 60° gegen die Wagerechte ergibt. Man erkennt eine gewisse Aehnlichkeit mit den Fließfiguren, die sich auf der Oberfläche eiserner Stäbe bei Zerreißversuchen zeigen.

In der ausführlicheren Entwicklung in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« Heft 124 werden die Druckstrahlen

Fig. 1. Silodruck.

$\gamma = 0.8$ t/cbm, $\quad \lambda = \dfrac{\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\varrho}{\operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}\varrho}, \quad n = \dfrac{H}{h}, \quad h = s\operatorname{tg}\beta$

$\operatorname{tg}\beta = {}^5/_4$ als Mittelwert für Weizen und Roggen
$\operatorname{tg}\varrho = {}^1/_4$ für Brettwände; $\lambda = {}^2/_3$
$= {}^1/_2$ für Packwände; $\lambda = {}^3/_7$
$= {}^3/_4$ für Betonwände; $\lambda = {}^1/_4$

$q_u = \dfrac{\gamma s}{4\operatorname{tg}\varrho}, \quad q = q_u(1 - \lambda^n), \quad \dfrac{p}{q} = m = 2\operatorname{tg}^2\beta = 3{,}125.$

---

[1]) Rundschau für Technik und Wirtschaft 1908 S. 11 bis 13.
[2]) Z. 1895 S. 1045 bis 1049.
[3]) Z. 1896 S. 1122 bis 1125.
[4]) Z. 1906 S. 976 bis 1022.
[5]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 124.

in einer Schüttmasse über und neben beliebig geneigten Wandflächen verfolgt und ihre Zerlegung an der Wand, unter Berücksichtigung der Reibung $\operatorname{tg}\varrho$, in den wirksamen Wanddruck und einen schräg nach unten reflektierten Druck aufgestellt. Dieser letztere beträgt an Stärke einen Bruchteil λ des von oben auftreffenden Druckstrahles, z. B. ist an einer senkrechten Wand $\lambda = \frac{\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\varrho}{\operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}\varrho}$; dabei wirkt in der Tiefe h unter dem obersten Ausgangspunkt des Druckstrahles der Wanddruck $q = \frac{\gamma h}{2 \operatorname{tg}\beta\,(\operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}\varrho)}$.

Hat der obere Druckstrahl die Länge l bei der Höhe h, so kann man das Maß λl in der Richtung des reflektierten Strahles nach oben hin außerhalb der Wand antragen und den so vervollständigten unteren Druckstrahl durch die Masse hindurch bis zur gegenüberliegenden Schachtwand verfolgen, um am Treffpunkt wieder den Wert q für die jetzt maßgebende Höhe h einschließlich der Verlängerung zu berechnen, usw. Nach etwa fünfmaliger Durchquerung des Schachtes

Fig. 2. Kuppelofen.

Maßstab 1 : 40.

$\operatorname{tg}\beta = 1{,}25, \quad \mu = 0{,}75, \quad \lambda = 0{,}25, \quad \gamma = 3$ t/cbm.

findet kaum noch eine merkliche Steigerung des Wanddruckes statt. In sehr großer Tiefe eines Schachtes von der lichten Weite s bleibt $q_u = \frac{\gamma s}{4 \operatorname{tg}\varrho}$.

Wenn man den Schacht in Felder je von der Höhe $s \operatorname{tg}\beta$ einer Durchquerung einteilt, so daß n Felder die Gesamttiefe H erreichen, gemäß $n = \frac{H}{s \operatorname{tg}\beta}$, so hat man am Grunde des $n$ten Feldes den Wanddruck $q = q_u\,(1 - \lambda^n)$.

Bei schrägen Wandflächen lassen sich ebenso mit den noch von der Neigung beeinflußten Verhältnissen λ die Druckstrahlen verfolgen und die Wanddrücke berechnen. Ist z. B. die Wand eines Hochofens um den kleinen Winkel ψ aus der senkrechten Richtung oben nach innen geneigt, so hat man

$$\lambda_\psi = \frac{1 - \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}\psi}{1 + \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}\psi} \cdot \frac{\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}(\varrho - \psi)}{\operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}(\varrho - \psi)},$$

$$q = \frac{\gamma h\,(1 - \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}\psi)}{2 \operatorname{tg}\beta\,(\operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}(\varrho - \psi))\,(1 + \operatorname{tg}\varrho \operatorname{tg}\psi)}.$$

Bei einer mäßigen Neigung der Wand oben nach außen um den Winkel φ gegen die Senkrechte gilt:

$$\lambda_\varphi = \frac{(1 + \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}\varphi)(\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}(\varrho + \varphi)) + 2 \frac{h_v}{h_w} \operatorname{tg}^2\beta \operatorname{tg}\varphi}{(1 - \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}\varphi)(\operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}(\varrho + \varphi))},$$

$$q = \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{h_v \operatorname{tg}\varphi + h_w (\operatorname{tg}\varphi + \operatorname{ctg}\beta)}{\operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}\varphi + \operatorname{tg}\varrho - \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\varrho}.$$

Fig. 3. Hochofen.

Maßstab 1 : 200.

$\operatorname{tg}\beta = 1{,}25, \quad \operatorname{tg}\varrho = 0{,}75, \quad \gamma = 1{,}4$ t cbm.

Hierbei ist h_v die Höhe des nach oben verlängerten Druckstrahles, der aus dem Mittelpunkt des wagerechten Schachtquerschnittes schräg ansteigt, und h_w die etwas größere Höhe des Druckstrahles, der vom Rande desselben Schachtquerschnittes ausgeht, je bis zu der außen angetragenen ideellen Schüttung.

Bei stärker geneigten Wandflächen, z. B. in Trichterformen, hat man zunächst zu prüfen, ob die Reibung noch voll ausgenutzt wird, und danach die entsprechenden Formeln zu benutzen, wenn man nicht vorzieht, aus dem Gesamtgewicht der Füllung und dem von den Wandflächen durch Reibung übernommenen Anteil auf den Druck in einem Bodentrichter zu schließen.

Als Beispiel der Anwendung zeigt Fig. 1 den Wanddruck und den Bodendruck für eine Silozelle, Fig. 2 das Gleiche für einen Kuppelofen und Fig. 3 für einen Hochofen, je für die Neigung der Druckstrahlen $\operatorname{tg}\beta = 1{,}25$. Für $\operatorname{tg}\beta = 1$ fällt der Wanddruck oben etwas größer, der Bodendruck kleiner aus.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 16. und 30. Oktober 1912.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Oktober 1912.
Vorsitzender: Hr. Winter-Günther.
Schriftführer: Hr. Scheller.
Anwesend 81 Mitglieder und 23 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder G. Harnisch, G. Krieger, H. Hornschuch und G. Schönhofer, deren Andenken durch Erheben von den Plätzen geehrt wird.

Hr. Bogatsch berichtet über die Hauptversammlung in Stuttgart[1]).

Hr. Scholtes spricht über

das Großkraftwerk Franken.

Der Vortragende gibt einen geschichtlichen Abriß der Verhandlungen, die zur Errichtung des Großkraftwerkes Franken führten. Er weist darauf hin, daß der Anlaß hierzu dadurch gegeben war, daß die städtischen elektrischen Kraftwerke, das städtische Elektrizitätswerk und das Kraftwerk der Nürnberg-Fürther Straßenbahn, nicht mehr erweiterungsfähig waren. Jenes war im Jahre 1901, dieses im Jahre 1905 bereits ausgebaut.

Durch die Anregung des Staatsministeriums, auch die Ausnutzung der bayerischen Wasserkräfte in Erwägung zu ziehen, erhielten die Pläne eine andre Richtung. Es wurde 1910 ein Studienausschuß gebildet, an dem sich die Stadt Nürnberg, die Stadt Fürth und Schuckert & Co. mit ihren Banken beteiligten. Zunächst sollte die Möglichkeit des Ausbaus des Leches zur Kraftgewinnung untersucht und Vorschläge gemacht werden. Das Gutachten legte aber die derzeitige Unmöglichkeit, den Lech zu verwerten, dar. In der Zwischenzeit war schon angedeutet worden, daß die Staatsregierung auch geneigt sei, Kraft aus dem staatlichen Walchenseewerk abzugeben. Da aber Nürnberg und Fürth nicht so lange mit der Kraftbeschaffung warten konnten, bis Strom aus den bayerischen Wasserkräften zur Verfügung steht, da ferner zur Aushülfe und zur Spitzendeckung doch ein Wärmekraftwerk nötig war, so wurde ein Entwurf für ein Wärmekraftwerk ausgearbeitet. Man kam zu dem Ergebnis, eine Aktiengesellschaft, das Großkraftwerk Franken, zu gründen. Das Aktienkapital wurde auf 4 Mill. ℳ festgesetzt, von denen Nürnberg 51 vH, Fürth 23 vH, Schuckert & Co. 26 vH aufbringen.

Schwierig war die Aufgabe, die für die Beteiligten erforderlich werdenden Stromarten in einer Quelle zu vereinigen. Das Ueberlandwerk Franken braucht Drehstrom, die Straßenbahn und das Elektrizitätswerk Fürth Gleichstrom, das Elektrizitätswerk Nürnberg Einphasen-Wechselstrom. Eine Lösung wurde schließlich darin gefunden, daß ausschließlich Drehstrom erzeugt wird, daß der Strom für die Straßenbahn und für Fürth in Einanker-Umformern in Gleichstrom umgeformt wird, und daß für das Elektrizitätswerk Nürnberg der Drehstrom zur Speisung des Einphasen-Netzes verwendet wird, das entsprechend umgeschaltet wird. Zu dem Zweck erhält das Elektrizitätswerk statt der zuerst beabsichtigten zwei nunmehr sechs Speisepunkte.

Als Baugelände wurde ein im Südwesten von Nürnberg an der Rednitz gelegenes Wiesengrundstück von 11,2 ha angekauft. Dieses Gelände hat den Vorzug, daß es unmittelbar an die Staatsbahngleise angeschlossen werden kann, daß es im Stadtgebiet Nürnberg liegt, daß die Rednitz genügend Wasser für die Kondensation liefert und daß ferner, wenn Kraft aus den staatlichen Wasserkräften zur Verfügung steht, leicht eine 100000 V-Freileitung bis zum Grundstück geführt werden kann.

Bei der Anlage der Gebäude galt als Grundsatz, daß alle Gebäudeteile und Räume tunlichst geräumig, übersichtlich und hochwasserfrei gelegen sind, daß die Möglichkeit für einen unbegrenzten Ausbau gegeben ist und daß Licht und Luft reichlich Zutritt haben, Fig. 1 bis 3.

Das Kesselhaus ist 43 m lang, 33½ m breit und so hoch, daß auch Kessel von den größten Abmessungen darin untergebracht werden können. Mit Ausnahme der Umfassungswände wird das Gebäude in Eisenkonstruktion ausgeführt. Das Dach besteht aus Eisen-Bimsbeton von 8 mm Stärke. Das Maschinenhaus ist 40 m lang und 33 m breit; sein frei tragendes Dach wird in Eisenbeton ausgeführt. Zwischen Maschinen- und Kesselhaus liegt der 33,5 m lange und 6,5 m breite Pumpenraum. Die Schaltgeräte und Transformatoren sind in einem besondern vierstöckigen Gebäude untergebracht, das 36½ m lang und 10½ m breit ist und ein eisernes Dach hat. Als Verbindung zwischen Maschinen- und Schalthaus dient das Magazin- und Werkstattgebäude. Die Arbeiter-Aufenthaltsräume, Wascheinrichtungen und Bäder sind in einem besondern Arbeiterfürsorgehaus untergebracht.

Zur Kondensation sind bei vollem Ausbau bis 2½ cbm/sk Kühlwasser nötig, die der Rednitz in teils offenen, teils unterirdischen Kanälen entnommen werden. Der Zuleitungskanal ist doppelt angeordnet, um den Schlamm beseitigen und den Kanal reinigen zu können. Der Aushub der offenen Kanäle machte eine Bewegung von 40000 cbm Sand nötig, mit dem die Bahndämme gebaut wurden.

Das Bahnanschlußgleis ist 1800 m lang und vermittelt den Wagenübergang vom Bahnhof Stein zum Großkraftwerk. Der Höhenunterschied von 16 m wird mit einer Rampe von 2½ vH genommen. Auf einer Schiebebühne von 60 t Tragfähigkeit werden die Eisenbahnwagen in das Kessel- und Maschinenhaus gefahren.

Das Maschinenhaus wird von einem Laufkran von 40 t Tragfähigkeit bestrichen, der 4 Drehstrommotoren für Hub, für Katzenfahrt, für Kranfahrt und für ein Hülfshubwerk hat.

Im Kesselhaus werden zunächst 6 Kessel von je 370 qm Heizfläche untergebracht. Platz ist für 12 Kessel vorhanden. Die Dampfspannung beträgt 15 at, die Dampftemperatur 360°, die Leistung 25 bis 32 kg für 1 qm Heizfläche. Die Ueberhitzer haben 110 qm, die Vorwärmer 250 qm Heizfläche. Es sind je 2 Kessel zu einem Block zusammengebaut; ein Block ist mit Vorwärmern nach Green, einer mit solchen der Deutschen Ekonomiserwerke und der dritte mit solchen der Neußer Eisenwerke ausgestattet. Die Kessel haben Wanderroste von 11,12 qm mit selbsttätiger Kohlenzuführung. Als Brennstoffe sind Ruhrkohle, Saarkohle sowie böhmische und bayrische Braunkohlenbriketts in Aussicht genommen.

Die Kessel werden von einem mittleren Gang aus bedient, dem die Kessel-Stirnflächen zugekehrt sind. Oberhalb dieses Ganges befindet sich ein Kohlenbunker von 750 cbm Inhalt. Die Kohlen gelangen von den Eisenbahnwagen durch mechanische Fördereinrichtungen ohne Zutun von Menschenkraft in den Bunker. Zunächst wird ein Förderband für 40 t/st benutzt. Für später ist noch die Anlage eines Kohlensilos und eines Wagenkippers in Aussicht genommen. Schlacke und Asche werden selbsttätig entfernt.

Der Sockel des 90 m hohen Kamins mit 4 m oberer lichter Weite ist so ausgebildet, daß die Flugasche während des Betriebes beseitigt werden kann.

Die Kessel werden durch elektrisch angetriebene Kreiselpumpen und durch Kolbenpumpen gespeist. Von ersteren sind zwei der AMAG Hilpert, Nürnberg, in Aussicht genommen. Sie fördern 50 cbm/st und bringen das Wasser in 3 Stufen mit 1450 Uml./min auf einen Druck von 16 bis 18 at, wobei 47 PS aufgenommen werden. Die vierfach wirkende Dampfpumpe von Weise & Monski leistet 100 cbm/st bei 43 Doppelhüben in 1 min.

Die Pumpen entnehmen das Speisewasser 2 Behältern von je 80 cbm Inhalt. Das Speisewasser ist destilliertes Wasser, insofern der Abfluß aus den Kondensatoren immer wieder verwendet wird. Der Ersatz geschieht in der Weise, daß Brunnenwasser in Atlas-Verdampfern destilliert und dem Kondensat zugefügt wird. Das Nutzwasser für die ganze Anlage wird einem besondern Brunnen entnommen und mit einer Delphinpumpe auf 5 at gepreßt. Die heißen Abwässer werden in einem Schachte gesammelt und einem Klärteich zugeführt, der auch die Regen- und Waschwässer aufnimmt. Dieser Teich ist nötig, damit keine Oelteilchen in die Rednitz gelangen. Die Wässer aus den Aborten und Wohnungen durchfließen eine biologische Anlage.

Das Maschinenhaus bietet in seinem ersten Ausbau Raum

[1]) s. Z. 1912 S. 1258, 1380 u. f., 1523.

Fig. 1 bis 3. Das Großkraftwerk Franken.

Maßstab 1 : 600.

Grundriß.

für Dampfturbinen bis 30000 PS Leistung. Daneben ist noch Platz für etwa 5000 PS an Oelmaschinen vorhanden. Zunächst werden 2 Turbodynamos von je 5000 PS Leistung aufgestellt, die bei 5000 V, 50 Per. und 3000 Uml./min je 3400 KW liefern. Die zur Oberflächen-Kondensation erforderlichen Pumpen werden elektrisch angetrieben. Der Kühlwasserbedarf beträgt 0,3 cbm/sk für jede Turbine.

Im Transformatorenhaus werden zunächst 3 luftgekühlte Transformatoren von je 4500 KVA aufgestellt, die die Spannung von 5000 V auf 20000 V erhöhen.

Um bei Störungen jederzeit Strom zur Verfügung zu haben, ist eine Sammlerbatterie von 66 Zellen, 65 KW Leistung, 120 V und 540 Amp aufgestellt. Sie dient in der Hauptsache zur Notbeleuchtung, dann zur Betätigung der Schaltwerke. Geladen wird die Batterie durch einen Drehstrom-Gleichstrom-Umformer von 75 KW Leistung bei 208 V Drehstrom- und 120 V Gleichstromspannung in Verbindung mit einer Zusatzmaschine. Ein zweiter Drehstrom-Gleichstrom-Umformer dient zur Aushülfe.

Die Maschinen werden von einer erhöhten Schaltbühne aus bedient, von der aus das Maschinenhaus übersehen werden kann. Alle Bewegungen geschehen durch Elektromagnete. Der hochgespannte Strom gelangt nicht auf die Schaltbühne, sondern unmittelbar nach dem Schalthaus. Die im Schalthaus befindlichen Geräte werden durch elektrische Fernsteuerung betätigt.

Im Erdgeschoß des Schalthauses sind die Leistungstransformatoren und die Kabel, im ersten Stock die Meßtransformatoren, im zweiten die Hochspannungschalter und Trennschalter, im dritten die Sammelschienen und der Blitzschutz untergebracht.

Alle Beleuchtungskörper sind mit Glühlampen versehen, so daß sie ohne weiteres von Drehstrom auf Gleichstrom umgeschaltet werden können.

Der Betrieb wird durch umfassende Kontrolleinrichtungen erleichtert, die ständig den Verbrauch an Kohlen, Wasser, Dampf, die Stromerzeugung und -abgabe, die Verbrennungsvorgänge, die Temperaturen in den Dynamos, Transformatoren und Schaltgeräten überwachen. Eine Fernsprechanlage, die sich nicht nur auf das Kraftwerk, sondern auch auf das ganze

Querschnitt des Kesselhauses

Netz erstreckt, dient zur unmittelbaren Verständigung und Zeichengebung.

Das Kabelnetz umfaßt etwa 50 km und umschließt ringförmig das ganze Stadtgebiet. Die Kabel sind als dreifach verseilte Leiter für 20000 V in Querschnitten von 120, 50 und 25 qmm verwendet. In den Gräben der Hochspannungskabel sind zugleich 30 km Fernsprech- und Meßkabel verlegt. Als Schutz dient in erster Linie die Lage in einer Tiefe bis zu 1,2 m. Bei Straßenkreuzungen werden die Kabel in Schutzeisen eingezogen, im übrigen aber mit Backsteinen abgedeckt. Um bei späteren Aufgrabungen die Kabellage kenntlich zu machen, wird in den Graben ein Drahtgitter gelegt.

Der Strom wird an das städtische Elektrizitätswerk mit 3450 V abgegeben. Die Straßenbahn erhält 470 V, die Stadt Fürth sowie das Ueberlandwerk Franken unmittelbar 20000 V. Die Großindustrie bezieht Kraftstrom von 208 und Lichtstrom von 120 V. Das städtische Elektrizitätswerk erhält die Energie an 6 Stellen des Stadtgebietes, von wo aus der Strom dem vorhandenen Hochspannungsnetz zugeführt wird. Die Straßenbahn übernimmt den Strom in ihrem Kraftwerk Fürther Straße und in der vorhandenen Unterstation St. Peter. Hier wird der Drehstrom in Einanker-Umformern in Gleichstrom umgewandelt. Fürth übernimmt den Strom mit 20000 V an der Stadtgrenze und sorgt selbst für die Fortleitung und Umformung. In gleicher Weise übernimmt das Ueberlandwerk Franken den Strom am Großkraftwerk und führt ihn in eigenen Freileitungen dem bereits vorhandenen Hochspannungs-Freileitungsnetz zu. Schon jetzt während des Baues wird mittels der bereits fertiggestellten Freileitung elektrische Energie zur Beleuchtung und zum Betrieb von Motoren aus dem Ueberlandwerk Franken in Ansbach bezogen, wodurch die Bauarbeiten wesentlich erleichtert werden.

Die vom Großkraftwerk mit elektrischer Energie versorgten Großindustriellen haben nur einen Raum zur Unterbringung der Transformatoren und der Schaltgeräte bereit zu stellen. Die Einrichtungen selbst werden vom Großkraftwerk geliefert und unterhalten.

Je nachdem der Stromverbrauch in die Tages-, Nacht- oder Abendstunden fällt, sind die Preise verschieden. Der Stromverkauf findet nicht nach einem starren, unabänderlichen Tarif statt, sondern nach Grundsätzen, die sich den Betriebsverhältnissen des Stromabnehmers anpassen.

Für das erste Betriebsjahr wird mit einer Stromerzeugung von etwa 18 Mill. KW-st zu rechnen sein.

Die Anlagekosten für den ersten Ausbau betragen rd. 4 Mill. *M*.

Der Betrieb soll im Januar 1913 eröffnet werden.

Sitzung vom 18. Oktober 1912.
Vorsitzender: Hr. Fieth. Schriftführer: Hr. Umann.
Anwesend 31 Mitglieder und 11 Gäste.

Hr. Ingenieur Paul Wendt aus Hamburg (Gast) spricht über die Ossag-Oelprüfmaschine, die Prüfung und Auswahl von Schmiermaterialien zur rationellen Schmierung maschineller Betriebe[1].

Am 25. September wurde das neue Transformatorenwerk der Siemens-Schuckert-Werke in Nürnberg besichtigt.

[1] Vergl. Z. 1911 S. 1530; 1912 S. 1411 u. f, 1557.

Bücherschau.

Der Azetylen-Sauerstoff-Schweißbrenner, seine Wirkungsweise und seine Konstruktionsbedingungen. Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin. Heft II. Von Dipl.-Ing. Ludwig. Mit einem Vorwort von Professor Dr.-Ing. G. Schlesinger. 30 S. mit 39 Fig. Preis 1,60 *M*.

Nach dem Vorwort sind die Versuche durch Vorträge über elektrische und autogene Schweißverfahren angeregt und im Hinblick auf die rasche Ausbreitung dieser Arbeitsverfahren durchgeführt worden. Die Untersuchungen erstreckten sich auf einen Zeitraum von 9 Monaten. Während 4 Monate war das ganze Versuchsfeld mit allen seinen Arbeitskräften durch sie beansprucht.

Angewendet wurde einerseits ein eigens entworfener, von den Autogen-Werken in Berlin ausgeführter Versuchsbrenner, bei dem alle in Betracht kommenden Teile in verschiedenen Abmessungen auswechsel- und verstellbar vorhanden waren, anderseits zahlreiche ausgeführte Brenner, die Hr. Kautny in Köln (jetzt Nürnberg) eingefordert hatte.

Von den mit großer Sorgfalt entworfenen Versuchseinrichtungen seien noch erwähnt die Vorrichtungen zum Messen der verbrauchten Gasmengen, der Ausströmgeschwindigkeit der Brenngase (aus dem Reaktionsdruck) und des Mischungsverhältnisses (Interferometer Zeiß-Haber). Insbesondere die Eichung des letzteren war mit viel Mühe und Gefahr verbunden.

Die Mitteilungen über die Versuchsergebnisse müssen sich hier auf das Folgende beschränken.

An Stelle von Azetylen und Sauerstoff wurde zunächst Luft verwendet. Erst später wurden die Versuche mit den genannten Gasen durchgeführt. Die Ausströmgeschwindigkeit ergab sich von etwa 1,6 at Ueberdruck an nach der Reaktionsdruckmessung nur wenig anders als bei Berechnung aus Gasmenge und Querschnitt. Ihre Größe lag bei den ausgeführten Brennern zwischen 80 und 140 m/sk. Von wesentlicher Bedeutung erwies sich die Tiefe des Unterdruckes, die durch den aus dem Blasrohr austretenden Gasstrom vor der Blasrohrmündung erzeugt wird. Sie hängt von der Dichte der Gase und in hohem Maße von der Stellung des Blasrohrendes zur Saugdüse ab. Der Blasrohrdruck hatte in dieser Hinsicht geringen Einfluß. Aenderungen des Kegelwinkels der Saugdüse und der Länge des zylindrischen Teiles am Brennermundstück waren ohne Einfluß. Stärkere Erhitzung des Brennermundstückes verringert den Azetylengehalt der Gasmischung (»Entmischung«), eine Folge der Druckzunahme infolge der Erwärmung. Heizung des Sauerstoffes vermag daher entgegenzuwirken. Die beiden Gase erwiesen sich bald nach Verlassen der Mischkammer als innig gemischt; ein Nebeneinanderströmen war nicht nachzuweisen. Beobachtungen an den ausgeführten Brennern zeigten, daß das Auge sehr sichere Kennzeichen für Einhaltung des richtigen Mischungsverhältnisses (50 vH) liefert.

Von besonderm Interesse erscheint noch die Bestimmung der Temperatur der Schweißflamme durch Professor Kurlbaum. Sie betrug für verschiedene Brenner zwischen 3000 und 3400° C. Das vom Brenner geschmolzene Eisenbad wird bekanntlich weit weniger erhitzt (Mittlg. über Forschungsarbeiten Heft 83/84 S. 54).

Wie aus diesen kurzen Mitteilungen hervorgeht, trägt die besprochene Untersuchung in weitgehendem Maße dazu bei, eine einheitliche Konstruktion und sachgemäße Behandlung der Brenner zu ermöglichen. Sie löst einen Teil der in Angriff genommenen Aufgabe: »Welche Arbeitsbedingungen müssen vorhanden sein, um beim autogenen Schweißen

ein zuverlässiges Ergebnis zu sichern«. Daß bei diesem Endziel in hohem Maße persönliche Eigenschaften mitwirken, ist an dieser Stelle wiederholt hervorgehoben worden.

R. Baumann.

Maschinen-Zeichnen. Eine Anleitung für die Herstellung von Maschinenzeichnungen. Von P. Haberstolz. 3. Aufl. Strelitz 1912, Polytechnischer Verlag M. Hittenkofer. 40 S. mit 86 Textfig. und 7 Taf. Preis 2 *M.*

Das kleine Buch weist zunächst in der Einleitung auf die Anforderungen hin, die an jede Zeichnung zu stellen sind, und auf die Verantwortung und die Schwierigkeiten, die dem Zeichner daraus erwachsen. Darauf kann in der Tat gar nicht genug aufmerksam gemacht werden. Gerade die Verantwortung der Zeichner und die Bedeutung jedes Fehlers ließe sich vielleicht durch Angabe der Kosten mancher scheinbar geringfügiger Zeichenfehler noch eindringlicher vor Augen führen.

Nachdem dann die Zeichenmittel und deren Verwendung eingehend behandelt sind, werden die Verfahren zum Darstellen von Gegenständen besprochen, wobei mit Recht auf die Bedeutung richtigen Umklappens und sachgemäßer Anordnung der Ansichten und Schnitte hingewiesen wird. Dann folgen die beim Darstellen der Maschinenteile zu beachtenden Regeln, die gleichsam die Zeichen dieser Sprache der Techniker bilden, wie Lage und Bezeichnung der Schnitte, Verwendung der punktierten Linien, die äußerst wichtige Frage des richtigen Einschreibens der Maße und die Beschriftung der Zeichnungen. Hier hätte vielleicht noch eindringlicher darauf aufmerksam gemacht werden können, daß beim Maßeinschreiben der Zeichner sich genau über die Herstellung der Teile klar sein muß und den Gang der Erzeugung und Bearbeitung bei jedem Stück zu verfolgen hat. Gerade hier zeigt sich die genügende praktische Vorbildung.

Ueber die Angabe der Baustoffe in Farbe und Strichelung ist eine recht brauchbare Tafel beigefügt.

Nachdem dann noch die Arten der Zeichnungen besprochen sind, ist ein kurzer Abschnitt dem Herstellen der Pausen, ein andrer dem Ordnen und Aufbewahren der Zeichnungen gewidmet. Beides gehört zwar nicht unmittelbar zum Maschinenzeichnen, ist aber für den Zeichner recht wissenswert; namentlich das letztere ist allerdings mehr Sache des Bureauchefs.

Der Schlußabschnitt beschäftigt sich mit dem Skizzieren, das in der Tat heute vielfach noch nicht die Würdigung erfährt, die es verdient. Recht anschaulich sind schließlich noch die dem Heft beigefügten Tafeln, die Wiedergaben von ausgeführten Werkstattzeichnungen sind und eine wertvolle Ergänzung des Textes bilden.

Man darf daher annehmen, daß das kleine Buch, das sich auch durch guten Druck und gefällige Form auszeichnet, wohl geeignet ist, den jungen Leuten in Schule und Praxis ein guter Wegweiser zu sein, vorausgesetzt, daß sie, wie in der Einleitung bemerkt ist, Kenntnis der Arbeitsvorgänge und Raumvorstellung mitbringen.

Nickel.

Industrielle Chemie. Unter Mitarbeit zahlreicher Fachgenossen herausgeben von Dr. R. Escales. Stuttgart 1912, F. Enke. 573 S. mit 21 Fig. Preis 12 *M.*

Unter industrieller Chemie versteht der Herausgeber alles dasjenige, was ein Leiter eines industriellen Unternehmens wissen oder wenigstens einigermaßen übersehen muß. Dazu gehört natürlich nicht nur eine ausreichende Kenntnis vom Wesen der chemischen Prozesse, sondern weit mehr noch ein Verständnis für wirtschaftliche und Organisationsfragen. Ein Werk, welches die gesamte Arbeit eines modernen chemischen Fabrikleiters schildert, fehlte bisher. Das vorliegende Sammelwerk, an dem zahlreiche Fachleute (Chemiker, Ingenieure, Kaufleute und Juristen) mitgearbeitet haben, verdient die allgemeine Aufmerksamkeit der betreffenden Kreise unbedingt, weil das Gebiet der chemischen Technik von Tag zu Tag wächst und in Deutschland besonders weite Kreise an der ungestörten Entwicklung dieser Industrie interessiert sind.

Es ist unmöglich, im einzelnen auf die 45 Einzelbeiträge wirtschaftlicher und technischer Art einzugehen. Es sei hier nur erwähnt, daß die Fragen der industriellen Wirtschaftsführung im weitesten Sinne des Wortes, ferner kaufmännische und juristische Gebiete von allgemeinem technischen Interesse und schließlich die Stellung der chemischen Industrie innerhalb der gesamten Volkswirtschaft behandelt worden sind. Das Buch sei daher nicht nur Chemikern und Kaufleuten, sondern allen Technikern, welche chemisch-industriellen Fragen ein gewisses Interesse entgegenbringen, besonders empfohlen.

H. Grossmann.

Vom Kongo zum Niger und Nil. Berichte der Deutschen Zentralafrika-Expedition 1910/11. Von Adolf Friedrich Herzog zu Mecklenburg. Leipzig 1912, F. A. Brockhaus. 2 Bände. 722 S. mit 512 Fig. und 6 Karten. Preis geb. 20 *M.*

Die Deutsche Zentralafrika-Expedition 1910/11 war eine Folge der in den Jahren 1907/08 ebenfalls vom Herzog Adolf Friedrich zu Mecklenburg unternommenen Expedition nach den bis dahin wenig durchforschten Gebieten zwischen dem Viktoria- und dem Kiwu-See, die schließlich mit einer Durchquerung Afrikas von Ost nach West endete. Diese Expedition hatte gezeigt, daß die Kenntnisse über manche etwas abgelegene afrikanische Gebiete, namentlich in der Gegend der großen Regen-Waldzone des Aruwimi und des Kongo, noch sehr ergänzungsbedürftig waren. Dem abzuhelfen war das ursprüngliche Ziel der neuen Expedition. Bei der Festlegung des endgültigen Reiseweges wurde dann beschlossen, vom Kongo aus die bisher wenig besuchten Teile Südkameruns, ferner die Uferländer des Ubanyi, das Becken des Grinbingi und des Schari zu durchforschen und bis zum Tschadsee nach Bagirmi vorzustoßen.

Die vorzüglich ausgerüstete und von vielen Seiten in Deutschland aufs freigebigste unterstützte Expedition verbürgte von vornherein einen guten wissenschaftlichen Erfolg. Doch auch in wirtschaftlicher Beziehung hat das Unternehmen viel zur Klärung zweifelhafter Fragen beigetragen. Der Verlauf der Expedition ist von Anfang bis zum Ende in sehr fesselnder Weise geschildert, und die vorzüglich gelungenen photographischen Aufnahmen und Handskizzen geben lebenswahre Bilder der durchforschten Gegenden und ihrer Bewohner. Daß die Ausstattung des Werkes vorzüglich ist, braucht kaum hinzugefügt werden.

K.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

(Eine Besprechung der eingesandten Bücher wird vorbehalten.)

Moderne Technik. Die wichtigsten Gebiete der Maschinentechnik und Verkehrstechnik, allgemeinverständlich dargestellt und erläutert durch zerlegbare Modelle. Unter Mitarbeit hervorragender Fachmänner herausgegeben von Ingenieur H. Blücher. Leipzig und Wien 1912, Bibliographisches Institut. 632 S. mit 1391 Fig. und 15 zerlegbaren Modellen. 2 Bände. Preis geb. 40 *M.*

Das vorliegende Werk, nicht so sehr für den Ingenieur wie für die abseits von technischen Berufen stehenden Kreise bestimmt, ist eine mit großem Fleiß bearbeitete, leicht verständliche Einführung in die wichtigsten Gebiete der heutigen Maschinen- und Verkehrstechnik, die ohne geschichtliche Einleitungen möglichst unmittelbar auf den neuesten Stand hinzielt. Dabei ist vermieden, den Inhalt schwer verständlich zu machen, was gerade infolge des Fortfalles der geschichtlichen Entwicklung leicht hätte eintreten können. Von den Kraftmaschinen sind eine Dampfmaschine, eine Dampfturbine, eine Gasmaschine und eine Dieselmaschine, von den Fördermitteln eine Heißdampflokomotive, ein Motorwagen, ein großer Seedampfer, ein Tauchboot, ein Parseval-Luftschiff und eine Rumpler-Taube durch aufklappbare Modelle dargestellt. Außer Kraftmaschinen sind auch Dampfkessel, außer den Verkehrsmitteln auch die wichtigsten Arbeitsmaschinen, insbesondere die landwirtschaftlichen Maschinen, behandelt. Die hervorragende Ausstattung des Werkes rechtfertigt den verhältnismäßig hohen Preis.

Berechnung von Behältern nach neueren analytischen und graphischen Methoden. Für Studierende und Ingenieure und zum Gebrauche im Konstruktionsbureau. Von Dr.-Ing. Th. Pöschl und Dr.-Ing. K. v. Terzaghi. Berlin 1913, Julius Springer. 80 S. mit 34 Fig. Preis 3 *M.*

Stromtarife. Von Dipl.-Ing. K. Laudien. Leipzig 1912, Dr. Max Jänecke. 108 S. mit 17 Fig. Preis 2,80 *M.*

Torfkraft. Untersuchungen über den Wert des Torfes als Energiequelle und Vorschläge für seine Nutzung für Großkraftwerke. Von F. Bartel. Berlin 1913, Julius Springer. 164 S. mit 109 Fig. Preis 6 M.

Handbuch der praktischen Kinematographie. Von J. P. Liesegang. 3. Auflage. Leipzig 1912, Ed. Liesegangs Verlag (M. Eger). 480 S. mit 231 Fig. Preis 10 M.

Danzigs Handel und Industrie. Herausgegeben von der Danziger Verkehrszentrale. Danzig 1912, John & Rosenberg. 36 S. mit einem Plan. Preis 75 Pf.

Kalender für Ingenieure des Maschinenbaues 1913. Begründet von R. Conrad. Herausgegeben von H. Flatauer. XIII. Jahrgang. Berlin 1913, W. & S. Loewenthal. 448 S. mit 513 Fig. Preis 1,50 M.

Sammlung Kösel, Bändchen 57: Deutsche Techniker und Ingenieure. Von F. M. Feldhaus. Kempten und München 1912, Jos. Köselsche Buchhandlung. 214 S. mit 29 Fig. Preis 1 M.

Sammlung Göschen. Nr. 598: Der Landstraßenbau. Von A. Liebmann. Berlin und Leipzig 1912, G. J. Göschensche Verlagsbuchhandlung G. m. b. H. 147 S. mit 44 Fig. Preis 80 Pf.

Desgl. Nr. 603: Graphische Statik, mit besonderer Berücksichtigung der Einflußlinien. Von Dipl.-Ing. O. Henkel. 1 Teil. Zusammensetzung und Zerlegung der Kräfte in der Ebene. Schwerpunkte. Trägheitsmomente. Spannungen in geraden Stäben. Der einfache Vollwand- und Fachwerkträger. Der Dreigelenkbogen. Gewölbe. Berlin und Leipzig 1912, G. J. Göschensche Verlagsbuchhandlung G. m. b. H. 146 S. mit 121 Fig. Preis 80 Pf.

Transmissionen. Wellen, Lager, Kupplungen, Riemen- und Seiltrieb-Anlagen. Von St. Jellinek. Berlin 1912, Julius Springer. 161 S. mit 61 Fig. und 30 Tafeln. Preis 12 M.

Kurzes Lehrbuch der anorganischen Chemie. Von Dr. O. Schmidt. 2. Auflage. Stuttgart 1913, Konrad Wittwer. 224 S. mit 27 Fig. Preis 5 M.

Dr.-Ing.-Dissertationen.

Von der Technischen Hochschule Dresden:

Beiträge zur Kenntnis der Dinitrile. Von P. Berge.

Ueber den Zusammenhang zwischen Farbe und Konstitution der gemischten Pyridinfarbstoffe aus sekundären Aminen. Von K. Blumrich.

Ueber das Verhalten des Wismuts bei der Kupferraffination. Von R. Goebel.

Nordische Cistercienserkirchen unter Berücksichtigung der Backsteinbaukunst. Von P. Hoffmann.

Der Nutzen der Gegengewichte in den Rädern der Dampflokomotiven und der vollständige Ausgleich der Triebwerkmassen mit besonderer Berücksichtigung der neueren Schnellzuglokomotiven. Von G. Pfaff.

Die experimentelle Bestimmung des Ungleichförmigkeitsgrades. Von W. Riehm.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Seilsicherheit bei der Schachtförderung. Von Baumann. (Glückauf 14. Dez. 12 S. 2021/24*) Untersuchung darüber, welche Seildurchmesser und Kraftüberschüsse sich für Stahldrähte von 150 bis 240 kg/qmm Bruchfestigkeit und für verschiedene Sicherheitsziffern bei Teufen von 750 bis 1500 m und bei Belastungen des Seilendes von 14400 und 28800 kg ergeben.

100-horse-power electrically driven hauling gear. (Engineer 13. Dez. 12 S. 630/31*) Die Winde mit 2 Trommeln von 1219 mm Dmr. und 762 mm Breite wird von einem Induktionsmotor für 2000 V und 360/240 Uml./min durch doppeltes Vorgelege angetrieben.

Moderne elektrisch betriebene Wasserhaltungen der Maffei-Schwartzkopff-Werke. Von Falk. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Dez. 12 S. 743/47*) Ansichten einiger Hochdruckpumpen für 500 bis 900 m Druckhöhe, Abteufpumpen für rd. 300 m Höhe. Motoren, Anlaßtransformatoren.

Brennstoffe.

Petroleum as a source of power for ships. Von Sommer. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng Nov. 12 S. 1262/89) Entwicklung des Betriebes von Schiffen mit Dieselmaschinen. Vorräte an flüssigem Brennstoff in den Vereinigten Staaten. Vergleich von Erdölen verschiedener Herkunft: Zusammensetzung, Dichte, Heizwerte usw. Einfluß des Schwefelgehaltes und der Zähigkeit.

Dampfkraftanlagen.

Die Dampfkraft und andre Energiequellen im zukünftigen Transportwesen. Von Kliment. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 13. Dez. 12 S. 785/90*) Verwendung der Kraftquellen für das Verkehrswesen.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau. Von Münzinger. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2051/54*) S. Zeitschriftenschau vom 23. Nov. 12. Nachtrag. Steilrohrkessel von 300 qm Heizfläche der Linke-Hofmann-Werke, von H. Ketzer G. m. b. H. Schmiedeeiserner Rauchgasvorwärmer von M. R. Schulz G. m. b. H.

Ist das Verstemmen der Dampfkessel-Nietnähte innen allgemein vorzuschreiben? Von Bach. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2071/72*) Der Verfasser spricht sich mit Rücksicht auf die Schonung der Bleche gegen das Verstemmen der Kesselnähte von innen aus.

Vergleichende Versuche über Dampfverbrauchsbestimmung durch Speisewasser- und durch Dampfwasser-Wägung. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Dez. 12 S. 223/26*) Vergleichende Versuche an einer 300 PS-Gleichstrommaschine mit Kondensation. Schluß folgt.

Beziehungen zwischen Theorie und Erfahrung in der Lehre vom Wärmeübergang. Von Gröber. (Gesundhtsing. 14. Dez. 12 S. 929/35*) Die mathematisch-physikalischen Grundlagen. Begriff der mathematischen Aehnlichkeit. Aehnlichkeit der Geschwindigkeits- und Temperaturfelder. Strömung in geraden zylindrischen Rohren.

Eisenbahnwesen.

Das Eisenbahnverkehrswesen auf der Weltausstellung Turin 1911. Von Guillery. Forts. (Organ 15. Dez. 12 S. 431/37* mit 4 Taf.) Gepäck- und Postwagen, Güterwagen. Forts. folgt.

Single-phase railways. Forts. (Engineer 13. Dez. 12 S. 618/19*) Linienführung, Höhenplan, Aufhängung der Fahrdrähte, Schaltplan eines Triebwagens der Bahn Murnau-Oberammergau.

Notes on the Windsor, Essex and Lake Shore Rapid Railway. (El Railw. Journ. 30. Nov. 12 S. 1096/1100*) Die erste Einphasenbahn Kanadas von Windsor nach Leamington ist 64 km lang und wird mit 6600 V betrieben. Wagenpark, Streckenplan, Betriebsergebnisse.

Elektrische Eisenerztransportbahnen der Rombacher Hüttenwerke. Von Schroedter. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Dez. 12 S. 733/34*) Die 5,2 km lange Bahn von 1 m Spurweite führt von den Hochöfen in Rombach nach Groß-Moyeuvre, wo die Erze der Grube Orne in Trichterwagen für je rd. 8 t geladen werden. Die mit Gleichstrom von 750 V betriebenen Lokomotiven wiegen je 28 t und sind mit je vier 54 PS-Motoren und Luftdruckbremsen ausgerüstet. Betriebsergebnisse. Schluß folgt.

Umgestaltung des Gleisdreiecks der Berliner Hoch- und Untergrundbahn. Von Kemmann. (Zentralbl. Bauv. 14. Dez. 12 S. 669/71*) Lagepläne der Hoch- und Untergrundbahnen vor und nach dem Umbau des Gleisdreiecks.

Der Bewegungswiderstand von Eisenbahnfahrzeugen zu Beginn des Anfahrens. Von v. Glinski. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2065/67*) Ergebnisse von Versuchen über den Bewegungswiderstand zu Beginn des Anfahrens nach längerer Ruhe bei trocknen Rädern und Schienen, über den Einfluß der Ruhezeit auf den Widerstand und über den Einfluß des Anfeuchtens und Oelens der Schienen und Räder.

Nouveau dépot de locomotives de Mohon. Von Henry und Valat. (Rev. gén. Chem. de Fer Dez. 12 S. 339/50* mit 1 Taf.) Die beiden kreisförmigen Lokomotivschuppen mit je 32 Ständen haben 40,3 m Dmr. Die Drehscheiben sind im Innern der Schuppen angeordnet. Ausbesserwerkstätten.

Ablaufanlagen auf Verschiebebahnhöfen für Eselsrückenbetrieb. Von Cauer. (Organ 15. Dez. 12 S. 441/43) Er-

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Von dieser Zeitschriftenschau werden einseitig bedruckte gummierte Sonderabzüge angefertigt und an unsere Mitglieder zum Preise von 2 M für den Jahrgang abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Lieferung nach dem Auslande 50 Pfg. Bestellungen sind an die Redaktion der Zeitschrift zu richten und können nur gegen vorherige Einsendung des Betrages ausgeführt werden.

gänzungen zu dem in Zeitschriftenschau vom 17. Aug. 12 erwähnten Aufsatz.

Eisenhüttenwesen.

Power machinery of the American steel industry. Von Streeter. Forts. (Eng. Magaz. Dez. 12 S. 362/84*) Großgasmaschinen. Anwendungen des elektrischen Antriebes in Walzwerken, Schmieden usw.

Power requirements of rolling mills. Von Sykes. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Nov. 12 S. 2017/32*) Allgemeines über die Stoffverdrängung, Walzenprofilierung, Temperatur beim Walzen, Bemessung der Walzmotoren.

Studien über nordamerikanische Walzwerke. Von Puppe. Forts. (Stahl u. Eisen 12. Dez. 12 S. 2076/89*) S. Zeitschriftenschau vom 21. Dez. 12. Schluß folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Der Zykloidenbogenträger. Von Francke. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. Heft 6 S. 475/84*) Statische Verhältnisse des nach einer Zykloide geformten Bogens.

Der doppeltbewehrte Plattenbalken mit außerhalb der Gurtplatte liegender Nullinie. Von Neumann. Schluß. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. Heft 6 S. 493/96*) S. Zeitschriftenschau vom 7. Sept. 12.

Calcul des ponts de chemins de fer à poutres droites et à travées indépendantes, sous l'action d'une charge uniformément répartie, concentrée au droit des montants des poutres principales. Von Pentecôte. Schluß. (Rev. gén. Chem. de Fer Dez. 12 S. 321/38* mit 3 Taf.) Berechnung der Stützendrücke und Durchbiegungen. Beispiele.

Superstructure of the east Haddam bridge. (Eng. Rec. 30. Nov. 12 S. 614/16*) Das Bauwerk hat zwei Oeffnungen von 99,75 m und 30,80 m Spannweite, die durch gewöhnliche Fachwerkträger überbrückt werden; die beiden andern Oeffnungen von je 70,15 m Spannweite nimmt eine Drehbrücke ein. Querschnitt durch die Fahrbahn. Königstuhl, Antrieb und Verriegelung.

Pennstreet viaduct at Reading, Pennsylvania. (Eng. Rec. 30. Nov. 12 S. 608/10*) Die 24,4 m breite Eisenbeton-Bogenbrücke hat fünf Oeffnungen von 33,55 m und neun Oeffnungen von 14,64 m Spannweite. Gründung der Pfeiler. Lehrgerüst.

Progress on Quebec bridge substructure. (Eng. Rec. 30 Nov. 12 S. 596/98*) Fortschritte bei den Gründungsarbeiten der Pfeiler. Eingehender Bericht über das Absenken der Senkkasten.

Building bridge piers adjacent to a masonry dam. (Eng. Rec. 30. Nov. 12 S. 602/03*) Die Pfeiler der zweigleisigen Eisenbahnbrücke über den Potomacfluß, die ein Wehr kreuzt, sind in unmittelbarer Nähe des Staudammes gegründet. Beschreibung des Fangdammes.

Elektrotechnik.

Elektrotechnik und Moorkultur. (Das Kraftwerk im Wiesmoor in Ostfriesland.) Von Teichmüller. Forts. (ETZ 12. Dez. 12 S. 1297/1303*) Das Kraftwerk im Wiesmoor zwischen Bagband und Wiesederfehn enthält 4 Wasserrohrkessel mit Ueberhitzer, 3 Turbodynamos für 1250, 1250 und 1550 KVA bei 5000 V. Gewinnung des Torfes. Forts. folgt.

Some features of the outdoor electrical installation. Von Green. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Nov. 12 S. 2001/15* mit 4 Taf.) Schalt- und Sicherungsanlagen im Freien. Einflüsse der Luftfeuchtigkeit und Sonnenwärme. Einrichtung und Betrieb.

Hydroelectric energy for coal fields. (El. World 30. Nov. 12 S. 1141/44*) Von fünf geplanten Wasserkraftwerken der Appalachian Power Co. mit 75000 PS sind zwei am New River ausgeführt worden und versorgen die Ackerbau und Bergbau treibende umliegende Landschaft mit Strom von 88000 V. Das eine Kraftwerk enthält drei 3000 PS-, das andre vier 5000 PS-Francis-Turbinen mit Drehstromdynamos für 13200 V und 60 Per./sk.

Simplified equations for the induction motor. Von Robinson. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1194/1210*) Die neuen Gleichungen sind ohne Rücksicht auf Hysterese- und Wirbelstromverluste aufgestellt.

Die Demonstration gedämpfter Schwingungen mit dem Oszillographen. Von Herrmann. (ETZ 12. Dez. 12 S. 1296/97*) Mit Hülfe eines als Lichtbildwerfer ausgebildeten Oszillographen wird der allmähliche Uebergang der aperiodischen Kurvenform in die periodische gezeigt, indem der Dämpfungswiderstand stetig verändert wird.

Typenreihen von Trockentransformatoren. Von Vidmar. (El. u. Maschinenb. Wien 15. Dez. 12 S. 1043/50*) Entwicklung von Gesetzen für die Abhängigkeit der Abmessungen, Verluste, Stromdichten, Preise und Gewichte von den Leistungen. Wirkungsgrade.

Vergleichende Rechnungen an Hochspannungskabeln. Von Breitfeld. (El. u. Maschinenb. Wien 15. Dez. 12 S. 1037/43) Berechnungen von Drehstromkabeln für 10000, 20000 und 30000 V verketteter Spannung.

Erd- und Wasserbau.

Rapport sur les voies navigables de la vallée du Rhône. Von Lavaud. (Mém. Soc. Ing. Civ. Okt. 12 S. 521/97 mit 1 Taf.) Wasserverhältnisse. Aeltere Regulierarbeiten. Der Plan eines Schiffahrtweges von der Rhône nach dem Rhein. Umgehung der geplanten Wasserkraftwerke. Entwicklung des Schiffahrtverkehrs auf der Rhône. Wettbewerb zur Verbesserung des Laufes zwischen Lyon und Arles.

The Panama Canal. (Eng. Magaz. Dez. 12 S. 354/61*) Zusammenstellung von Abbildungen über die Baufortschritte.

Feuerungsanlagen.

Beiträge zur Beurteilung von Rauchschäden im rheinisch-westfälischen Industriegebiet. Von Rippert. Schluß. (Glückauf 14. Dez. 12 S. 2026/37*) Einwirkung der schwefligen Säure in der Luft auf die Pflanzen. Entkalkung des Ackerbodens. Feststellung von Rauchschäden. Vorschläge zur Abhülfe.

Gesundheitsingenieurwesen.

Druckrohrleitungen der Stadt Paris. Von Kutschke. Schluß. (Deutsche Bauz. 14. Dez. 12 Beil. S. 177/82*) Zusammenstellung von Druckrohrleitungen aus Eisenbeton in Paris. Stoßausbildung von Eisenbeton-Druckrohren. Dichtigkeitsprüfung. Kosten.

Heizung und Lüftung.

Neuzeitliche Zentralheizungen. Von Fichtl. (Z. bayr. Rev.-V. 16. Dez. 12 S. 226/28*) Dampfluftheizung für ein größeres Schulgebäude, die mit oder ohne Ventilator betrieben werden kann. Beispiel einer Niederdruckdampfheizung. Abarten der Niederdruckdampfheizung. Schluß folgt.

Gasheizung für Kirchen. Von Meurer. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Dez. 12 S. 1217/22*) Temperaturverlauf in einer Mauer im Beharrungszustand und während des Anheizens. Luftkreislauf in einer Kirche. Kosten.

Kälteindustrie.

Vapour-compression refrigerating machines. Von Anderson. Schluß. (Engng. 13. Dez. 12 S. 821/24*) Eigenschaften der Kältemittel. Wärmetheorie der Kühlmaschinen. Vergleich von Ammoniak-, Kohlensäure- und Schwefligsäure-Maschinen. Entwurf und Berechnung einer Ammoniak-Kompressionskältemaschine. Untersuchung von Kühlmaschinen.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Kräfteverteilung und Greifen bei Selbstgreifern. Von Pfahl. Forts. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2054/60*) Kräfte und Geschwindigkeiten. Eindringtiefe der Schaufelspitze. Schluß folgt.

Ein mechanischer Kohlenschaufler. Von Dobbelstein. (Glückauf 14. Dez. 12 S. 2025/26*) Auf einem Plattformwagen befindet sich ein schrägstehendes Becherwerk, auf das die Kohlen durch eine maschinell bewegte Schaufel geworfen werden. Zum Antrieb dient ein Elektromotor oder Benzinmotor.

Ueber Kohlenlagerung und ihre Kosten. Von Nübling. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Dez. 12 S. 1222/26*) Anlage- und Betriebskosten von Freilagern und gedeckten Lagern. Fernthermometeranlage des Stuttgarter Gaswerkes.

Luftschiffahrt.

An aeroplane catapult. (Engineer 13. Dez. 12 S. 628/29*) Bericht über die Versuche von Ely, von Kriegschiffen abzufliegen und auf Schiffen zu landen. Neue Abflugplattform von Curtiss, von der die Flugmaschine mittels Druckluftaufzuges abgeschleudert wird.

Aeroplane, motor, or aviator? Von Ovington. (Eng. Magaz. Dez. 12 S. 339/44*) Kurze Bemerkungen über die Fortschritte im Bau der Maschinen und der Gleitflächen für Flugzeuge. Querschnitte von Gleitflächen.

Ueber Flugmotoren und deren Konstruktion. Von Spiegel. Forts. (Motorw. 10. Dez. 12 S. 788/91*) Umlaufmaschinen. Entwurf der Maschine: Annahmen über Zylinderzahl, Leistung, Kühlung, Umlaufzahl, Verdichtung, Hub, Steuerung, Anordnung der Ventile. Vergleichende Uebersicht über verschiedene ausgeführte Maschinen. Forts. folgt.

Maschinenteile.

The manufacture and use of steel tubing. Von Hollinger. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1290/1327 mit 20 Taf.) Darstellung der Vorgänge beim Ziehen der Rohre, Schließen der Enden bei Geschossen und beim Herstellen von Rohrnähten.

The Kingsbury thrust bearing. Von Smith. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1151/63* mit 1 Taf.) Das Lager hat nach allen Seiten bewegliche Gleitschuhe und hat sich auf dem Turbinenschiff »Neptune« gut bewährt. Bei Versuchen soll es Drücke bis zu 490 kg/qcm ausgehalten haben.

Zur Theorie der Riementriebe. Von Maier. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2060/65*) Berücksichtigung der Massenwirkung. Erklärung einiger bei großen Geschwindigkeiten auftretender Erscheinungen.

Differential-Verbund-Bandkupplung. Von Springer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2067/69*) Bei den dargestellten Kupplungen sind zwei nebeneinander liegende Bremsbänder angeordnet

und durch das Ausrückzeug miteinander verbunden. Sie verbinden zwei Wellenenden und dienen gleichzeitig als Riemen- oder Seilscheiben. Beanspruchungen.

Materialkunde.

The Witton-Kramer fatigue-tester. (Engng. 13. Dez. 12 S. 805/07*) Die elektromagnetische Prüfeinrichtung für Dauerversuche von Kapp wird jetzt von der General Electric Co. hergestellt. Die Vorrichtung kann für Zug-, Druck- und Biegeversuche benutzt werden.

The elastic hysteresis of steel. Von Hopkinson und Williams. (Engng. 13. Dez. 12 S. 827/28*) Aus Beobachtungen über den Verlauf der Temperaturen eines Stabes während eines Dauerversuches mit zahlreichen Beanspruchungen wird der Betrag an Formänderungsarbeit bestimmt, der bei Belastungen unter der Streckgrenze nicht zurückgewonnen werden kann.

The distribution of stress at the minimum section of a cement briquette. Von Coker. (Engng. 13. Dez. 12 S. 825*) Sichtbarmachen der Spannungslinien von Körpern, die wie die Probekörper für Zement gestaltet sind, nach dem bekannten Verfahren.

Volumenänderungen des Betons und dabei auftretende Anstrengungen in Beton- und Eisenbetonkörpern. Von Graf. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2069/71*) Ergebnisse von Versuchen bei Lagerung im Wasser und in der Luft bei verschiedenen Zementen. Einfluß der Eiseneinlagen. Spannungen im unbewehrten Beton beim Austrocknen und Anfeuchten.

Mathematik.

The hardening of carbon and low-tungsten tool steels. Von Brayshaw. Schluß. (Eng. Magaz. Dez. 12 S. 348/53*) Herstellung und Prüfung der Probestäbe für Zugversuche. Schlußfolgerungen.

Meßgeräte und -verfahren.

The Pitot tube applied to the measurement of air. Von Loeb. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1115/45* mit 6 Taf.) Wirkungsweise und Anwendungen. Einfluß der Luftfeuchtigkeit, der Geschwindigkeit und von Schwankungen der Geschwindigkeit auf die Genauigkeit der Anzeigen. Ergebnisse von Messungen.

Steam meters. Von Knesche. (Eng. Magaz. Dez. 12 S. 393/404*) Allgemeines über Ventildampfmesser und Dampfmesser, die auf der Beobachtung der Dampfgeschwindigkeit beruhen. Geräte mit Pitot-Röhren, von Bayer & Co., der General Electric Co., von St. John und von Sargent. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Werkzeugmaschinen für Eisenbahnwerkstätten. Von Krohn. Forts. (Verk.-Woche 14. Dez. 12 S. 201/10*) Rundschleif- und Flächenschleifmaschinen. Forts. folgt.

Some experiments with a milling machine. (Engng. 13. Dez. 12 S. 797/99*) Erweiterter Auszug aus dem Vortrage von Vernon, s. Zeitschriftenschau vom 14. Dez. 12.

Metallhüttenwesen.

Ueber Rohmaterialbeschaffung, Selbstkosten und Rentabilität von Zinkhüttenanlagen. Von Juretzka. (Metall u. Erz 8. Dez. 12 S. 129/38) Formeln für den Einkauf von Erzen. Feststellung des Zinkgehaltes. Beschaffung der Kohlen und sonstigen Betriebstoffe. Forts. folgt.

Motorwagen und Fahrräder.

Schiebermotoren. Von Praetorius. Forts. (Motorw. 10. Dez. 12 S. 779/82*) Maschinen mit einem Drehschieber von Dubois, mit 2 Flachschiebern von Hindelmeier, mit einem oberen Kolbenschieber von Richards, mit 2 halbrunden Schiebern zwischen Kolben und Zylinder von Fischer und mit einem großen Kolbenschieber von Reißig und Philip sowie von Metsheimer. Forts. folgt.

Ueber Auspuffgase. Von Suchy. Forts. (Motorw. 10. Dez. 12 S. 782/85*) S. Zeitschriftenschau vom 19. Okt. 12. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Test of a Worthington centrifugal turbine-driven feed pump at the Naval Engineering Experiment Station, Annapolis, Maryland. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1211/28* mit 9 Taf.) Versuche an einer Pumpe mit unmittelbarem Antrieb durch eine Terry-Dampfturbine über den Einfluß der Regelung bei unveränderter Umlaufzahl oder unverändertem Gegendruck; Ermittlung der Kennlinien, Einfluß der Wassertemperatur.

Large Humphrey pumps for Chingford and Egypt. (Engng. 13. Dez. 12 S. 799/805*) Für das Wasserwerk Chingford sind 5 Pumpen von 820000 cbm Tagesleistung bei 7,6 bis 9,2 m Druckhöhe im Bau. Zeichnungen einer Abwasser-Pumpe von 310 cbm/min für Mex in Egypten.

Comparative tests of three types of turbine-driven forced-draft fans. Von London. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1164/76* mit 1 Taf.) Versuche über den Dampfverbrauch von 3 mit Terry-Dampfturbinen gekuppelten Ventilatoren für 650 cbm/min und 125 mm Gegendruck der Terry Steam Turbine Co., Hartford, Conn.

Schiffs- und Seewesen.

U. S. S. »Arkansas«. Von Gregory. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1146/50* mit 1 Taf.) Das 26000 t-Schiff mit Parsons-Turbinen von 28000 PS und 4 Schrauben hat bei den Probefahrten 21,05 Kn Geschwindigkeit erreicht.

U. S. S. »Fanning«. Von Gregory. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1177/80*) Der in Newport News gebaute Zerstörer von 742 t Verdrängung mit 3 Schrauben und Parsons-Turbinen von 12000 PS hat auf offener See rd. 30 Kn Geschwindigkeit erreicht.

U. S. S. »Jarvis«. Von Gregory. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1181/84*) Schwesterschiff des vorstehenden. Die Probefahrt hat gleichfalls bis zu 30 Kn Geschwindigkeit ergeben.

U. S. fleet collier »Orion«. Von Irvine. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1235/56* mit 2 Taf.) Der nach dem Isherwood-Verfahren gebaute Dampfer hat 19130 t Verdrängung und zwei Dreizylindermaschinen von 6800 PSi Gesamtleistung. Probefahrten mit 14,5 Kn Höchstgeschwindigkeit. Prüfung der Verladeeinrichtung.

Der Petroleumtransport zur See und die neueste Entwicklung der Tankschiffe. (Schiffbau 11. Dez. 12 S. 168/71) Quellennachweis. Geschichtliches. Forts. folgt.

Die Berechnung der Blechhaut eines Schwimmdocks. Von Muth. Schluß. (Schiffbau 11. Dez. 12 S. 171/74*) Zulässige Beanspruchung.

The oil-engined ship »Fordonian«. (Engng. 13. Dez. 12 S. 807/09* mit 1 Taf.) Das 2000 t-Schiff, gebaut von der Clyde Shipbuilding and Engineering Co., Port Glasgow, ist mit einer Carels-Vierzylindermaschine von 460 mm Zyl.-Dmr., 820 mm Hub und 100 Uml./min ausgerüstet. Einzelheiten der Umsteuerung.

Motor ship »Rolandseck«. (Engineer 13. Dez. 12 S. 632* mit 1 Taf.) Wiedergabe der Schiffs- und Maschinenzeichnungen.

Present status of the Leblanc air pump. Von Herr. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1185/93* mit 1 Taf.) Wirkungsweise. Die neue Bauart für Schiffsanlagen ist mit einer besondern Einrichtung zum Kühlen des Pumpenwassers versehen.

Use of fuels in the United States navy. Von Cone. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Nov. 12 S. 1257/61) Besondere Anforderungen an die Kohlen für Kriegschiffe. Vorteile des flüssigen Brennstoffes. Zerstörer und Linienschiffe, die ausschließlich für flüssigen Brennstoff eingerichtet sind.

Unfallverhütung.

Neue Sicherheits-Ausrückvorrichtungen. Von Grey. (Sozial-Technik 15. Dez. 12 S. 466/69*) Sicherheitsvorrichtung der Maschinenfabrik Weingarten in Weingarten, Mitnehmerkupplung von Sondermann-Barmen und Keisig-Elberfeld, elektromagnetische Riemenausrückvorrichtung von Richter und Ettmayr, Wien.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Utilisation de la naphtaline comme combustible dans les moteurs à explosions. Von Ventou-Duclaux. (Mém. Soc. Ing. Civ. Okt. 12 S. 598/638*) Herstellung und Eigenschaften des Naphthalins. Für den Maschinenbetrieb wird es in flüssigen Brennstoffen gelöst, geschmolzen und durch Spritzvergaser oder in Oberflächenvergasern verdampft. Versuchsergebnisse.

Wasserkraftmaschinen.

Die zweidimensionale Turbinentheorie mit Berücksichtigung der Wasserreibung und deren Anwendung und Ergebnisse bei Schaufelkonstruktionen. Von Kaplan. (Z. f. Turbinenw. 10. Dez. 12 S. 533/38*) Gesetze der Strömung von Flüssigkeiten. Darstellung durch Strombilder. Forts. folgt.

Die Konstruktion der Francis-Schaufel nach der Lorenzschen Turbinentheorie und ihre Eigenschaften. Von Bauersfeld. (Z. Ver. deutsch. Ing. 21. Dez. 12 S. 2045/51*) Ableitung eines zeichnerischen Verfahrens aus der Lorenzschen Turbinentheorie. Veränderungen der Wasserströmung im Laufrade bei veränderter Wassermenge und Umlaufzahl. Ursachen der Abweichungen im Verhalten ausgeführter Räder von der Theorie.

Wasserversorgung.

Selbsttätige Wasserversorgung. Von Schacht. Schluß. (Dingler 14. Dezember 12 S. 794/96*) Delphinpumpwerk. Selbsttätiges Anlassen ohne Behälter oder Druckkessel. Anlassen von Akkumulator- und Kesselspeisepumpen. Anlassen bei Verwendung von Verbrennungsmaschinen.

Rundschau.

Eine neue Personenschwebebahn bei Bozen ist vor kurzem fertiggestellt worden. Sie steigt vom Eisack aus 850 m auf die Hochebene des Bauernkohlerns empor, wobei die Tragseile, die 1650 m lang sind, von 12 kräftigen eisernen Stützen getragen werden. An derselben Stelle stand vor einigen Jahren eine Lasten-Drahtseilbahn, die späterhin die Konzession zur Beförderung von Personen für die Zeit von etwas über einem Jahr erhielt, die aber, da sie den heutigen Ansprüchen mangels genügender Fang- und Bremsvorrichtungen

Fig. 1 und 2.

Schema der Fangvorrichtung im Laufwerk für Personenwagen.

nicht entsprach, ihren Betrieb einstellen mußte. Diese Bahn hatte hölzerne Stützen und nur je ein Tragseil für den aufsteigenden und den absteigenden Wagen, konnte also den modernen Anforderungen an die Sicherheit der Konstruktion nicht genügen. Sie wurde daher niedergerissen und durch die neue Bahn ersetzt, die nach dem Bleichertschen System erbaut ist. Auf der Strecke verkehren im Pendelbetrieb 2 Wa-

Fig. 3.

Laufwerk mit abgenommenen Rollenschutzkappen.

gen, die außer dem Wagenbegleiter je 15 Personen fassen. Ein Wagen steigt zu Berg, während der andre zu Tal fährt. Dabei ist jeder Wagen mit einem genügend langen Gehänge aus Nickelstahlblech an einem Laufwerk aufgehängt, so daß die Trag- und Zugseile nicht, wie es beispielsweise beim Wetterhorn-Aufzug vorkommt, in den Wagenkasten selbst einschneiden. Die Kabine hat daher eine ungeteilte gefällige Form ohne störende Zwischenwand in der Mitte. Jedes Laufwerk fährt mit acht Rollen auf zwei Stahl-Tragseilen von rd. 44 mm Dmr. und wird durch 2 Zugseile gezogen, die über die Rollen der oberen Station hinaus die beiden Wagen miteinander verbinden. Zum Gewichtausgleich sind unterhalb der Wagen je zwei Ballastausgleichseile angebracht. Schwingungen des Wagenkastens in der Bahnebene werden durch eine Dämpfungsbremse gemildert. Bei den Probefahrten hat sich herausgestellt, daß diese Schwingungen selbst beim Ueberfahren über die Tragschuhe an den Stützen infolge der langen Aufhängung des Wagenkastens so gering sind, daß sie von den Fahrgästen nicht bemerkt werden. Die kleinen Pendelschwingungen quer zur Bahnachse machen die Tragseile mit den Wagen mit, da sie nicht fest, sondern quer zur Bahnachse beweglich mit den Schuhen in einem Wälzlager auf den Stützen verlagert sind. Die Gefahr, daß sich die Rollen des Laufwerkes an den Stützen von den Tragseilen abheben und so entgleisen können, ist demnach vollkommen behoben. Der erste Grundsatz bei der Ausarbeitung dieser Bauart war der, daß alle Teile, die für Leben und

Fig. 4.

Laufwerk von unten gesehen, auf dem Prüfstand in der Fabrik.

Gesundheit der Fahrgäste von Bedeutung sind, doppelt vorhanden sein sollten. Es sind demnach jederseits zwei Tragseile, zwei Zugseile, außerdem zwei voneinander unabhängige Bremsen in den Endstationen, zwei voneinander unabhängige mit 4 Fangbremsen versehene Fangeinrichtungen im Laufwerk und zwei ebenfalls voneinander unabhängige Signaleinrichtungen auf der Strecke und zwischen den Endstationen vorhanden. Theoretisch und praktisch genügt für die volle Betriebsicherheit einer Drahtseilschwebebahn ja ein Tragseil, sofern es genügend stark ist, weil eine Ueberlastung des einerseits verankerten und anderseits durch ein anhängendes unveränderliches Gewicht gespannten Seiles nicht eintreten kann. Bei Personenschwebebahnen muß man jedoch ein übriges tun und von diesem bei Lastenbahnen üblichen Prinzip abgehen, da doch einmal durch irgendwelche äußere oder innere Einflüsse ein Seil reißen könnte. Wenn dann die Personenschwebebahn nur mit einem Seil ausgerüstet ist, so ist der Absturz der Wagen unausbleiblich, während bei der Ausrüstung mit jederseits zwei Tragseilen von gleicher, für die volle Last bemessener Stärke beim Bruch des einen Seiles das andre vollgültig trägt. Auch die Rücksicht auf das Sicherheitsgefühl, mit dem sich der Fahrgast der Schwebe-

bahn anvertrauen soll, verlangt doppelte Tragseile. Die Brems- und Fangvorrichtungen des Wagens sind aus Fig. 1 bis 4 zu erkennen. Sie sind in dem gußstählernen Mittelstück jedes Laufradträgers untergebracht. Die Bremsbacken werden durch Federn betätigt, wobei jede Feder doppelt vorhanden ist, so daß die Wirksamkeit jeder der beiden Bremsvorrichtungen von dem etwaigen Bruch einer Feder nicht beeinträchtigt wird. Federn wurden gewählt, weil Fallgewichte

Fig. 5.

Antrieb der Zugseile in der oberen Station.

bei steileren Bahnen hierfür nicht in Frage kommen können; denn der Unterschied zwischen der Fallgeschwindigkeit des Bremsgewichtes und der senkrechten Komponente der Fallgeschwindigkeit des Wagens wird um so kleiner, je steiler die Bahn ist. Er ist gleich null bei lotrechten Aufzügen. Daher werden bei diesen durchweg Federn für die Betätigung der Bremsen und Fangvorrichtungen benutzt. Aber auch bei steileren Schwebebahnen hat sich

Fig. 7.

Längsprofil der Personenschwebebahn auf dem Kohlernberg bei Bozen.

Gleicher Längen- und Höhenmaßstab.

die Verwendung eines Fallgewichtes für die Wagenbremsen als unzweckmäßig herausgestellt. Den Beweis hierfür liefert der Wetterhorn-Aufzug, bei dem man sich nach langen Versuchen zum Einbau von Federn in die Fangvorrichtungen entschloß und erst hierdurch befriedigende Ergebnisse erzielte. An den Bremsfedern der Kohlernbahn greifen die Zugseile mittels Hebelübersetzung an und halten sie so in Spannung. Die beiden Bremsvorrichtungen sind unabhängig voneinander. Sie treten von selbst in Tätigkeit, sobald ein oder beide Zugseile reißen oder ein Tragseil reißt oder in seiner Spannung beträchtlich nachläßt. Sobald der Wagen aufwärts oder abwärts die normale Geschwindigkeit überschreitet, fallen die Fangvorrichtungen ebenfalls von selbst ein, und zwar dadurch, daß ein Fliehkraftregler die Spannung der Federn ausrückt (Pat. angem.). Beide Bremsen

Fig. 6.

Wagen bei der Einfahrt in die Kopfstation.

sen können aber außerdem von dem Wagenführer mit der Hand eingerückt werden, sobald irgend ein Hindernis die Fahrbahn sperrt. Das Einfallen der Fangvorrichtung bewirkt gleichzeitig das Ausschalten des Antriebmotors in der Antriebstation oben auf dem Berge. Die dort doppelt vorhandenen selbsttätigen Bremsvorrichtungen treten in Tätigkeit, sobald die Fahrgeschwindigkeit überschritten wird, sobald eines oder beide Zugseile oder ein Tragseil in der Spannung wesentlich nachläßt und sobald der Strom ausbleibt. Sie können außerdem ebenso wie die weiterhin vorgesehene Handbremse mit der Hand eingelegt werden. Im Triebwerk sind alle wesentlichen Teile, namentlich die Zahnräder, doppelt vorhanden, so daß auch hier bei Bruch Betriebstörungen ausgeschlossen erscheinen. Fig. 5 zeigt den Antrieb für die Zugseile der Bahn hinter dem Maschinistenstand in der Kopfstation.

Die Bahn wird mit Gleichstrom betrieben, und zwar ist in der Antriebstation eine Pufferbatterie eingebaut, die dem Hauptstrom parallel geschaltet ist, so daß der Betrieb beim Ausbleiben des Hauptstromes durch die Pufferbatterie aufrecht erhalten werden kann, die so groß ist, daß sie allein den Betrieb stundenlang zu übernehmen vermag. Daher zwingt eine Betriebstörung im Kraftwerk oder an der Ueberlandleitung die Fahrgäste nicht zu einem unbeabsichtigten Verweilen auf dem Berge oder in den Kabinen.

Um jede Möglichkeit einer Betriebstörung auszuschließen, ist ferner die Einrichtung getroffen, daß der Wagen beim Bruch oder beim Schlaffwerden eines Zugseiles bei verminderter Fahrgeschwindigkeit mit dem zweiten Zugseil bis in die Station hineingezogen werden kann, sobald die Fangbremsen gelöst sind. Sollte in einem solchen Fall aber gleichzeitig die Antriebmaschine einmal versagen, so ist eine Handwinde vorhanden, mittels deren die Wagen in die Station befördert werden können.

Für den allerungünstigsten Fall, d. h. beim Versagen sämtlicher maschineller Einrichtungen und demnach bei Festliegen des Wagens auf freier Strecke, muß immerhin ein Hülfsmittel gegeben sein, um die Fahrgäste ungefährdet aus den Wagen auf den Erdboden zu befördern. Zu dem Zweck ist in einem Kasten ein steifer Sack aus Leinen angebracht, in dem mittels einer Leine die einzelnen Personen durch eine Klappe im Fußboden des Wagens herabgelassen werden können. Die Leine ist durch eine Bremsöse gezogen. In Anbetracht der sonstigen Sicherheitsmaßnahmen, die das Maß der bei normalen bodenständigen Seilbahnen üblichen weit übertreffen, ist aber kaum anzunehmen, daß diese Einrichtung jemals in Tätigkeit treten wird; sie bildet eben nur ein Hülfsmittel für den äußersten Notfall.

In den Endstationen sind außerdem Einrichtungen vorgesehen, die ein Ueberfahren des Wagens über die Endstellung ausschließen; falls nämlich der Wagen nicht rechtzeitig vom Maschinisten angehalten wird, setzt er durch Anstoßen an Anschläge den Antriebmotor still und schaltet so die Hauptbremse ein. Infolge einer besondern Schaltung kann dann der Antrieb nur in der andern Richtung wieder angelassen werden, so daß ein weiteres Ueberfahren der Endstellung des Wagens zuverlässig ausgeschlossen ist. Die Signale und Betriebseinrichtungen sind so miteinander verbunden, daß ein Wagen erst dann abfahren kann, wenn die Signale richtig gegeben und richtig zurückgegeben worden sind. Die Verständigung erfolgt im übrigen durch Fernsprecher und Lichtsignale nur im Notfall durch akustische. Längs der Strecke ist außerdem ein Fernsprechdraht ausgespannt, der vom Wagenführer von jeder Stelle aus mittels einer Stange leicht erreicht werden kann. Durch Berührung dieses Drahtes und Verbindung desselben mit dem Wagen gibt der Wagenführer das Haltzeichen und ist dann in der Lage, sich mit den Endstationen oder mit dem andern Wagen zu verständigen. Fig. 6 zeigt einen Wagen bei der Einfahrt in die Kopfstation und läßt die treppenförmige Ausgestaltung des Bahnsteiges erkennen, die den Fahrgästen ein bequemes Aus- und Einsteigen ermöglicht. Die Kabinen können durch wenige Handgriffe von dem Gehänge gelöst und durch eine vergitterte Plattform für Lastenförderung ersetzt werden, um so während der Nacht und in den frühen Tagesstunden Lebens- und Genußmittel sowie Baustoffe auf die Höhe des Berges zu schaffen.

Die Bahn, die namentlich auf ihrem unteren Teil große Spannweiten und sehr starke Steigungen bis zu 42°, in der Mitte der Strecke unter Berücksichtigung des Durchhanges sogar 107 vH Steigung aufweist, wurde in der kurzen Frist von 1½ Jahren erbaut. Die Brems- und Fangversuche sind mit gutem Erfolg ausgeführt worden. Zunächst wurden die Laufwerke in der Fabrik auf einer schrägen Strecke, vergl. Fig. 4, Fangversuchen unterworfen, wobei der Rückfall aus der Ruhestellung nach dem Kappen der Zugseile bis zum Festhalten des Wagens durch die Fangvorrichtungen an den Tragseilen 50 mm betrug. Die auf der Bahn selbst wiederholten Fangversuche lieferten gleiche Ergebnisse, indem

Fig. 8.

Unterer Teil der Strecke von Stütze 8 bis 12 mit der Fußstation.

Fig. 9.

Besetzter Wagen auf dem steilsten Teil der Strecke.

Fig. 10.

Stütze Nr. 8 auf halber Strecke mit den einander begegnenden Wagen.

Fig. 11.

Große Spannweite auf der unteren Strecke mit der Endstation im Tal.

der Wagen mit dem Ziehen der Handbremse, also bei der Auslösung der Fangvorrichtung, sofort stand, ohne daß ein für den Fahrgast bemerkbarer Rückfall eintrat. Auch mit den Bremsvorrichtungen in der Antriebstation wurden eingehende Versuche gemacht, die ebenfalls befriedigende Erfolge lieferten. Die Fangbremsen, das Laufwerk und die Tragseile werden von einer am Gehänge des Wagens angebrachten bequemen Plattform aus nachgesehen, von der aus man die genannten Teile frei vor sich liegen hat. Bei der Revisionsfahrt kann der Antriebmotor so langsam geschaltet werden, daß der Prüfer mit jeder beliebigen Geschwindigkeit fahren kann und unter Benutzung des auf der Strecke ausgespannten Fernsprechdrahtes sich jeden Augenblick vorwärts oder rückwärts bewegen lassen oder anhalten lassen kann, so daß für die Nachprüfung der Seile alle Sicherheiten gegeben sind. Die Zugseile werden beim langsamen Durchlaufen in der oberen Endstation neben dem Maschinistenstand nachgesehen.

Die Bahn wurde von der Drahtseilbahnfabrik von Adolf Bleichert & Co. in Leipzig und Wien im Auftrage von Hrn. Josef Staffler, Besitzer des Hotels »Zum Riesen« in Bozen, erbaut.

In Fig. 7 ist das Längsprofil gegeben, das die große Steigung erkennen läßt; Fig. 8 zeigt den unteren Teil der Strecke von Stütze 8 bis 12 mit der Fußstation. Fig. 9 gibt einen besetzten Wagen annähernd auf der steilsten Strecke wieder. Fig. 10 stellt die auf halber Strecke befindliche Stütze Nr. 8 beim gleichzeitigen Durchgang eines zu Berg und eines zu Tal gehenden Wagens dar. Im Tale selbst ist die Endstation zu erkennen. Fig. 11 gibt ein Bild von der 400 m langen Spannweite oberhalb der ersten hinter der Station befindlichen Stütze wieder. Die Spannweite zwischen der Endstation im Tal und der auf dem Bilde erkennbaren Stütze beträgt 200 m, der Höhenunterschied zwischen der Endstation und dem auf dem Bilde befindlichen Wagen etwa 400 m.

Betriebserfahrungen beim Dieselschiff „Christian X".

Ueber die Betriebsergebnisse der bisher in Fahrt befindlichen Dieselschiffe ist noch wenig in die Oeffentlichkeit gedrungen, und doch dürften gerade die aus dem praktischen Betrieb stammenden Mitteilungen sowohl technische wie Schiffahrt treibende Kreise interessieren.

Der nachstehende Bericht ist von dem leitenden Ingenieur des Dieselschiffes »Christian X« an seine Reederei, die Hamburg-Amerika-Linie, erstattet. Das Schiff einschließlich der Maschinenanlage ist bekanntlich von Burmeister & Wain, Kopenhagen, erbaut und im Sommer d. J. an die Hamburg-Amerika-Linie verkauft worden. Seine Tragfähigkeit beträgt 7000 t. Die beiden einfachwirkenden Viertaktmaschinen mit je 8 Zylindern von 530 mm Dmr. bei 650 mm Hub waren für eine Leistung von rd. 1000 PS_e entworfen.

Der Berichterstatter äußert sich zunächst über die Ergebnisse der nach der ersten Reise von Europa aus in Havanna vorgenommenen Ueberholungsarbeiten: Die Kolben und Zylinder der Hauptmaschinen haben sich gut bewährt, die Zylinder und Kolbenwandungen sowie die Kolbenringe waren blank, jedoch ist ein richtiger Spiegel noch nicht vorhanden: es werden wohl noch 10 bis 15 Tage dazu gehören, bis die Flächen völlig glänzend abgeschliffen sind, dann erst wird der Verbrauch an Schmieröl für die Zylinder auf 12 bis 15 kg in 24 st ermäßigt werden können. Dies kann aber nur erreicht werden, wenn Oele von derselben Beschaffenheit verwendet werden, wie das jetzt an Bord befindliche. Minderwertige Oele sind nicht zu empfehlen, sie geben nur Anlaß zu den größten Störungen, und tierische Oele dürfen auf keinen Fall verwendet werden.

Analysen der verwendeten Oele:

Oel zur Schmierung der Zylinder:
- Viskosität bei 20° 79,6, bei 50° 10,6,
- spez. Gewicht bei 15° 0,901,
- Flammpunkt 268°,
- Entzündungspunkt 268°.

Oel zur Schmierung der Kompressoren (Cranes-Oel):
- Viskosität bei 20° 72,5, bei 50° 9,8, bei 90° 2,
- spez. Gewicht bei 15° 0,927,
- Flammpunkt 213°,
- Entzündungspunkt 250°.

Sonstiges Schmier- und Kühlöl:
- Viskosität bei 20° 16,8, bei 50° 3,61,
- spez. Gewicht bei 15° 0,910,
- Flammpunkt 225°,
- Entzündungspunkt 266°.

An den Kolben und an den Zylinder-Freiläufen zeigten sich starke trockene Ablagerungen, die auf hohen Schwefel- und Aschengehalt des Brennstoffes zurückzuführen sind. Die sämtlichen Auspuffventile der Hauptmaschinen wurden ausgewechselt, da die bis jetzt arbeitenden Ventile in den Kegeldichtungsflächen bis zu 0,6 mm tiefe Stellen zeigten, was ebenfalls auf den hohen Aschen- und Schwefelgehalt des Brennstoffes zurückzuführen ist. Die Sitze und Ventile müssen fast sämtlich nachgedreht werden. Die Einblaseluftflaschen müssen alle 2 Stunden entwässert werden, da die atmosphärische Luft sehr viel Feuchtigkeit enthält; die Ablaßventile dürfen bei dem hohen Druck von 60 at nur wenig geöffnet werden; diese Drosselung macht die Ventile schnell undicht, es ist daher ratsam, ein zweites Ventil vorzuschalten, das die Drosselung übernimmt, während das erste Ventil an der Druckluftflasche ganz geöffnet wird. Sämtliche Kreuzkopf-, Kurbel- und Grundlager, sowie die Gleitbahnen beider Hauptmaschinen wurden nachgesehen, wobei eine meßbare Abnutzung nicht festgestellt werden konnte.

Vom 26. bis zum 27. Juli wurde die 24 stündige Probefahrt abgehalten, wobei beide Hauptmaschinen sowie der Hülfskompressor an Backbord alle 4 Stunden indiziert und der Brennstoffverbrauch getrennt gemessen wurde.

Leistung der Hauptmaschinen	2383 PS_i
Brennstoffverbrauch nur für die Hauptmaschinen in 24 st	8,545 t
desgl. für 1 PS_i-st	0,149 kg
Leistung des Hülfskompressors	216 PS_i
Brennstoffverbrauch für den Hülfskompressor in 24 st	840 kg
desgl. für 1 PS_i-st	0,162 »

Der gesamte Brennstoffverbrauch betrug für Haupt- und Hülfsmaschinen in 24 st 9,385 t, mithin auf die Leistung der Hauptmaschinen bezogen 0,164 kg/PS_i-st. Der zurückgelegte Weg betrug nach der Beobachtung 275 Seemeilen in 24 st, mithin ergab sich eine Geschwindigkeit von 11,5 Knoten.

Schraubensteigung B.-B. 2667 mm, St.-B. 2667 mm,
Slip B.-B. 3,5 vH, St.-B. 2 vH,
Uml./min B.-B. 137,4, St.-B. 135,4.

Das Schiff stampfte während der Zeit vom 28. bis zum 31. Juli, so daß die Umdrehungen trotz gleicher Brennstoffzufuhr auf 130 vermindert wurden; die Schrauben kamen häufig aus dem Wasser, jedoch arbeiteten die in Tätigkeit tretenden Aspinal-Regler gut. Der Rest der Reise war von gutem Wetter begünstigt; wir trafen in der Floridastraße starke Gegenströmung und erreichten Havanna am 9. August 2 Uhr nachm. Die Reisedauer Hamburg-Havanna betrug 17 Tage 12 st 14 min, die Gesamtentfernung 4627 Seemeilen; mithin ergibt sich eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 11 Knoten.

Der tägliche Brennstoffverbrauch betrug im Mittel 9,732 t, indiziert wurden im Mittel 2390 PS_i, mithin betrug der Brennstoffverbrauch einschl. Hülfsmaschinen 0,168 kg/PS_i-st. Im allgemeinen arbeiteten die Haupt- und Hülfsmaschinen während der ganzen Reise gut und ohne Störung, und der Auspuff sämtlicher Motoren war rauchfrei.

Ausbau der Elektrizitätswerke an den Niagara-Fällen.

Alle großen Elektrizitätsgesellschaften am kanadischen Ufer des Niagara bauen jetzt ihre Kraftanlagen soweit aus, wie es ihnen auf Grund der erteilten Konzessionen und der bestehenden Verträge möglich ist. Die Toronto Power Co. hat mehrere neue Maschinensätze aufgestellt, so daß ihr Werk im kommenden Frühjahr mit einer Gesamtleistung von 125000 PS vollständig ausgebaut sein wird. Zwischen Niagara Falls und Toronto wird eine neue Fernleitung mit Standisolatoren für 85000 V in Betrieb gesetzt werden. Die Canadian Niagara Power Co. vollendet den Ausbau ihres Werkgebäudes und stellt ebenfalls mehrere neue Maschinen auf. Sie will in den nächsten zwei Jahren 5,25 Mill. ℳ aufwenden, um das Einlaufbecken ihrer Turbinenanlagen so zu vergrößern, daß ihre Maschinen die volle ihr zur Ausnutzung überlassene Wassermenge schlucken können. Das Werk der Ontario Power Co. ist allmählich auf den doppelten Umfang erweitert worden und wird in kurzer Zeit vollständig ausgebaut sein. Die beiden letzten Maschinen von je 12000 KW Leistung, die das Werk unter Innehaltung der ihm zugestandenen Wassermenge noch in Betrieb nehmen kann, sind in Auftrag gegeben.

Die Werke an dem Ufer der Vereinigten Staaten dagegen sind bereits jetzt vollständig für die Ausnutzung der ihnen zugesprochenen Wassermenge ausgebaut. Der Vertrag zwischen den Vereinigten Staaten und Kanada läßt zwar hier noch eine etwas größere Wassermenge zu, als jetzt in den Elektrizitätswerken ausgenutzt wird, aber die Regierung in Washington scheint nicht geneigt zu sein, das Wasser, über das sie noch verfügen kann, zur Krafterzeugung frei zu geben. Deshalb wird der Ausbau der amerikanischen und

kanadischen Werke im Jahre 1915 auf absehbare Zeit vollkommen abgeschlossen sein. (Electrical World 26. Nov. 1912)

Schweißen eines Dampfzylinders nach dem Autogenverfahren. Ueber einen bemerkenswerten Fall der Schweißung eines Hochdruck-Dampfzylinders von 900 mm Dmr., der zu einer 3000 PS-Walzenzugmaschine gehörte, berichtet »Stahl und Eisen«[1]). Das 10 t schwere Gußstück war in drei Teile zerbrochen, wobei die beiden abgesprungenen Stücke 2,5 t und 50 kg wogen. Eine Ausbesserung durch Verlaschen und Verschrauben war nicht angängig, zumal die Maschine dann bei entsprechend geringerer Belastung den Betrieb nicht hätte aufrecht erhalten können. Da zum Auswechseln des Zylinders gegen einen neuen die Straße für mehrere Monate hätte stillgesetzt werden müssen, entschloß man sich nach kurzer Beratung mit der Firma Friedrich Werner in Köln, dieser das Schweißen des Zylinders zu übertragen. Die Arbeiten wurden am 11. September begonnen. Vom 12. bis 15. wurden die einzelnen Gußstücke vorbereitet, bis zum 18. wurde dann geschweißt und bis zum 20. geglüht und getempert. Die Maschinenbauarbeiten erforderten die Zeit vom 20. bis 22., die Montage wurde am 23. erledigt. Am 24., d. i. nach 14tägiger Arbeit, konnte die Maschine bei voller Belastung mit 10 at Druck und Ueberhitzung wieder betrieben werden. Die 7 m lange Schweißnaht wies keine porige Stelle auf. Gleich am zweiten Tage nach der Inbetriebnahme wurde die Maschine durch einen Vorfall an der Walze bei voller Belastung plötzlich stillgesetzt und hat diese Probe, ohne Schaden zu nehmen, bestanden. Nur die Packung des Zylinderdeckels flog dabei heraus. Bemerkenswert ist, daß die im Innern des Gehäuses liegenden Verstärkungsstege der Ein- und Ausströmkanäle nicht mitgeschweißt worden sind, weil man an sie nicht herankommen konnte. Auch die nicht einwandfreie Beschaffenheit des Gusses und der Umstand, daß zahlreiche kleine Stücke herausgebrochen waren und beim Schweißen wieder ersetzt werden mußten, erschwerten die Arbeit außerordentlich. Insgesamt sind 90 cbm Sauerstoff, 400 kg Kalziumkarbid und 250 kg Gußstäbchen verbraucht worden.

Die großen **Humphrey-Gaspumpen für das Pumpwerk Chingford der Londoner Wasserwerke**, das im kommenden Frühjahr dem Betrieb übergeben werden soll, sind gegenwärtig bei Siemens Brothers Dynamo Works, Stafford, im Bau. Von den fünf zur Aufstellung kommenden Pumpen sollen vier je 180000 cbm und eine 90000 cbm täglich leisten. Die großen Pumpen haben Zylinder von 2,13 m innerem Durchmesser, die auf 31,5 at Wasserdruck geprüft sind, daran anschließend zwei ringförmige Kammern für die selbsttätigen Saugventile und wagerechte Druckleitungen, deren Weite nach den kegeligen Standrohren hin auf 1,83 m abnimmt. Bei 10 bis 12 Spielen in der Minute fördert jede Pumpe mit jeder Explosion rd. 10 t Wasser aus dem Lea und dem benachbarten Lea-Kanal in ein 13,6 Mill. cbm fassendes Becken. Für den Betrieb ist Sauggas aus Anthrazitkohle in Aussicht genommen. Bei einem Kohlenpreis von 21,65 ℳ/t stellen sich die Förderkosten auf rd. 36 ℳ für 1000 cbm.

Noch größere Humphrey-Pumpen hat die Pump and Power Co., London, auf Anregung der Aegyptischen Regierung für das geplante Entwässerungs-Pumpwerk bei Mex entworfen. Diese Pumpen sollen bei 10 Spielen in der Minute 309 cbm min auf 5,8 m Höhe fördern und Zylinder von 2,44 m Dmr. sowie besonders große Saugkörbe mit Klappenventilen erhalten. (Engineering 13. Dezember 1912)

[1]) vom 12. Dezember 1912.

Elastische Hysterese kann man, wie sich aus Versuchen von B. Hopkinson und G. T. Williams ergeben hat, bei den neueren elektromagnetischen Vorrichtungen für Dauerprüfungen[1]) beobachten, bei denen die Wechsel zwischen Zug- und Druckbelastung unterhalb der Streckgrenze sehr schnell aufeinander folgen. Zur Messung des Verlustes benutzt man den Temperaturabfall zwischen den Enden und der Mitte des Probestabes, der sich mit Beginn des Versuches einstellt und eine von der Höhe der Inanspruchnahme abhängige Größe beibehält. Dieser Temperaturabfall sowie die Wärmestrahlung des Probestabes werden mit Hülfe von Thermoelementen bestimmt. Der Verlust durch elastische Hysterese nimmt etwa mit der vierten Potenz der Inanspruchnahme zu. Bis zu Beanspruchungen von etwa 39 kg/qmm sind die Verluste durch elastische Hysterese von derselben Größenordnung wie die Verluste durch magnetische Hysterese bei ähnlichem Stahl und kräftigen Magnetfeldern. (Engineering 13. Dezember 1912)

Schrämmaschinen im amerikanischen Kohlenbergbau. Nach dem Bericht des United States Geological Survey[2]) hat die Anzahl der Schrämmaschinen in den amerikanischen Kohlenbergwerken im Jahre 1911 um 565 gegenüber 1910 zugenommen und 13819 betragen. In Pennsylvanien, dem bedeutendsten Kohlenbezirk, sind rd. 69 Mill. t oder 47,7 vH der dort geförderten Kohlen mit Schrämmaschinen gewonnen worden, in dem zweitwichtigsten Bezirk, West Virginia, 29,1 Mill. t oder 48,67 vH und in Ohio sogar 86,33 vH (26,5 Mill. t). An vierter Stelle steht Illinois mit rd. 23 Mill. t. Die Summe dieser Kohlenmengen von rd. 148 Mill. t beträgt etwa 34 vH der gesamten Fördermenge des Jahres 1911, und über 40 vH, bezogen auf die geförderte Weichkohlenmenge (ohne Anthrazit). Das bedeutet gegenüber früher mitgeteilten Zahlen[3]) einen in andern Ländern nicht vorhandenen Fortschritt der Schrämmaschine.

Der Hafen von Havanna, der nach Fertigstellung des Panama-Kanales erheblich an Bedeutung zunehmen wird, soll ausgebaut und vergrößert werden. Bereits jetzt ist der Hafenverkehr sehr bedeutend. Dennoch können Schiffe nicht unmittelbar an den Hafenmauern anlegen, sondern müssen ihre Ladung in Leichtern löschen. Zunächst werden vier neue Landungsstege, die zu den bisherigen Ufermauern senkrecht stehen, angelegt. (Schiffbau 11. Dezember 1912)

Die Baltische Ausstellung in Malmö, die im Jahre 1914 abgehalten werden soll, wird eine geschlossene deutsche Abteilung erhalten. Zum Generalkommissar dieser Abteilung ist auf den Vorschlag der Ständigen Ausstellungskommission für die Deutsche Industrie Geh. Baurat Mathies in Berlin, zu seinem Stellvertreter der Kaiserl. deutsche Konsul Schmitz in Malmö ernannt worden. Die Geschäftstelle der deutschen Abteilung befindet sich zurzeit in Berlin W., von der Heydtstraße 2.

[1]) s. Z. 1911 S. 1445.
[2]) Engineer vom 13. Dezember 1912.
[3]) Z. 1909 S. 1206.

Zuschriften an die Redaktion.

Die Gesetze der Flüssigkeitsströmung bei Berücksichtigung der Flüssigkeits- und Wandreibung.

Sehr geehrte Schriftleitung!

In seinem in Z. 1912 S. 1578 veröffentlichten Aufsatz betrachtet Hr. Dr. Kaplan einen rechteckigen mit strömender Flüssigkeit gefüllten Kanal, von dem er drei Wände als vollkommen reibungslos voraussetzt und nur den Boden als reibend annimmt. Die Verteilung der Geschwindigkeit über die Höhe des Querschnittes soll bestimmt werden.

Er ersetzt die turbulente Strömung durch eine einfache Strömung parallel zur Wand und trägt der Turbulenz dadurch Rechnung, daß er in den Ausdruck für die Schubspannung statt der wirklichen Reibungszahl η eine fingierte veränderliche Größe einführt, die man oft als Turbulenz ν bezeichnet.

Durch die Annahme eines Gesetzes für die Turbulenz, z. B. durch den Ansatz des Hrn. Dr. Kaplan:

$$\nu = \mu s v,$$

also

$$t = \nu \frac{du}{ds} = \mu s u \frac{dv}{ds},$$

ist aber das Problem eindeutig bestimmt, und es ist nicht richtig, wenn zur Lösung der Aufgabe noch die Bielsche Gleichung über den Druckabfall herangezogen wird, wie es in dem Aufsatze geschieht.

Die Gleichung

$$t b L = p b s$$

ist irrig; denn bezeichnet man mit s_1 die Höhe des Kanales, so liefert der Schwerpunktsatz die Beziehung

$$t b L = p b (s_1 - s).$$

Setzt man in diesen Ausdruck die obige Gleichung für die Schubspannung t ein, so erhält man eine gewöhnliche Differentialgleichung erster Ordnung, deren Integration sofort die Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt ergibt. Die in die Lösung eingehende Integrationskonstante ist durch die Bedingung des Haftens der Flüssigkeit am Boden gegeben.

Die Mittelwertbildung der Geschwindigkeit über der Höhe gibt die Abhängigkeit des Druckabfalles von der mittleren Geschwindigkeit.

Ferner ist der Ansatz für die Turbulenz

$$\nu = \mu s v$$

unmöglich, denn er liefert in der Nähe der Wand keine reelle Geschwindigkeitsverteilung.

Auch der angeführte Hamelsche Ansatz in Z. 1911 S. 1896:

$$\nu = \mu' R v,$$

in dem keine Abhängigkeit der Turbulenz vom Abstand s des Teilchens von der reibenden Wand, sondern nur der Radius R des von Hamel betrachteten Rohres, oder, übertragen auf den Kaplanschen Kanal, dessen Höhe s_1 auftritt, ist physikalisch bedenklich. Er ergibt an der Wand beim Anhaften der Flüssigkeit einen unendlich großen Geschwindigkeitsabfall oder bei der Annahme eines endlichen Abfalles ein Gleiten der Flüssigkeit an der Wand. Beides widerspricht der physikalischen Erfahrung.

Eine brauchbare Lösung verlangt für die Turbulenz ν einen Ansatz, der an der Wand den Bedingungen

$$\nu = \eta \quad \text{und} \quad \frac{d\nu}{ds} = 0.$$

genügt, um die Prandtlsche Grenzschicht einzuschließen.

Hochachtungsvoll

Dresden, den 3. Oktober 1912. Dr. W. Nusselt.

Auf die Zuschrift des Hrn. Dr. Nusselt erlaube ich mir folgendes zu erwidern:

Die Einwendungen, die Hr. Dr. Nusselt gegen mein durch Gl. (8) dargestelltes Schubspannungsgesetz erhebt, sind durchaus unzulässig, weil sie aus einer Gleichung abgeleitet werden, welcher die Annahme einer reinen Parallelströmung bei konstantem Druck zugrunde liegt.

Daß das Bild einer solchen fingierten Strömung dem Wirklichkeitsbilde der tatsächlich auftretenden turbulenten Bewegung keinesfalls entsprechen kann, erhellt schon aus der einfachen Tatsache, daß die im letzteren auftretende »Turbulenz« gerade durch den Druckunterschied quer zur Stromrichtung eingeleitet wird. Es ist daher vollständig unzulässig, aus der Existenz einer fingierten Parallelbewegung bei konstantem Druck auf die Geschwindigkeitsverteilung der wirklich eintretenden Turbulenzbewegung einen Schluß zu ziehen, wenn die letztere nach der von Hrn. Dr. Nusselt gemachten Annahme doch gar nicht eintreten kann.

In meiner Veröffentlichung habe ich jedoch, wie aus Formel (5) derselben ausdrücklich hervorgeht, behufs Berücksichtigung der Turbulenz die Annahme einer fingierten Parallelströmung mit veränderlichem Druck quer zur Stromrichtung, also eine erzwungene Parallelströmung zugrunde gelegt. Daß eine turbulente Bewegung auf eine solche erzwungene Parallelbewegung auch angenähert versuchsmäßig zurückgeführt werden kann, hätte Hr. Dr. Nusselt aus einem ebenso einfachen als bekannten Experiment entnehmen können. Ich erwähne hier ausdrücklich angenähert, weil die Turbulenz praktisch durch kein technisches Hülfsmittel vollständig unterdrückt werden kann.

In einem entsprechend großen Gefäß steht unter dem Drucke H Wasser, Fig. 1. An den beiden Seitenwänden sind zwei Rohre A und B von gleicher Länge L und verschiedenem, aber kleinem Rohrdurchmesser d derart angebracht, daß die Rohrmittellinien in derselben wagerechten Ebene liegen. Durch Piezometerrohre, welche an geeigneten Stellen mit den Rohren verbunden werden, läßt sich der in Fig. 1 dargestellte lineare Verlauf des mittleren hydraulischen Druckes in den letzteren ablesen. An zwei korrespondierenden Stellen (I und II) der Rohre A und B ist jedoch der Piezometerstand verschieden, und zwar ist er bei I größer als bei II. Umgekehrt ist die mittlere Geschwindigkeit im Rohre B (c_2) kleiner als die im Rohre A (c_1), was sich bekanntlich nicht nur experimentell, sondern auch rechnungsmäßig mit Hülfe der Bielschen Formel zeigen läßt.

Allgemein ist

$$\frac{c^2}{2g} + h_r = H \quad \ldots \ldots \quad (1),$$

wenn, wie in meiner Veröffentlichung ausdrücklich vorausgesetzt, der Kanal unter einem konstantem mittleren Druck H steht.

Setzt man nach Biel abgekürzt für h_r

$$h_r = \frac{c^2 L}{R}\left(a + \frac{F}{\sqrt{R}}\right) \quad \ldots \ldots \quad (2),$$

so ergibt sich die mittlere Geschwindigkeit durch Verbindung der Geichungen (1) und (2) zu

$$c = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \frac{2gL}{R}\left(a + \frac{F}{\sqrt{R}}\right)}} \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

und bei Kreisquerschnitt, für

$$R = \frac{F}{u} = \frac{d^2\pi}{4d\pi} = \frac{d}{4},$$

daher

$$c = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \frac{8gL}{d}\left(a + \frac{F}{\sqrt{\frac{d}{4}}}\right)}} \quad \ldots \ldots \quad (4),$$

woraus unmittelbar das Ergebnis folgt, daß bei gleicher mittlerer Druckhöhe H die Durchflußgeschwindigkeit durch das Rohr mit abnehmendem Rohrdurchmesser ebenfalls abnimmt, was ja in der angewandten Hydromechanik schon längst bekannt ist. Man erkennt aus Fig. 1, daß diese Abnahme eine Steigerung des hydraulischen Druckes zur Folge hat, welche auch rechnerisch aus Gl. (1) und (4) ermittelt werden kann. Selbstverständlich sind diese Ergebnisse nicht an die Verwendung kreiszylindrischer Rohre gebunden, sondern treten auch bei solchen von Rechteckquerschnitt auf und lassen sich auch rechnungsmäßig weiter verfolgen, sofern in Gl. (3) für R der entsprechende hydraulische Radius eingesetzt wird.

Diese Ergebnisse, auf meinen in meiner Veröffentlichung angeführten Versuchskanal übertragen, führen mit zwingender Notwendigkeit zu dem Schluß, daß die in dieser behandelten turbulenten Flüssigkeitsbewegungen nur auf eine erzwungene Parallelströmung, niemals aber auf eine solche mit konstantem Druck zurückgeführt werden dürfen. Denn stellt WW, Fig. 2, eine ideell gedachte, zur Aufrechterhaltung der Parallelströmung eingebaute, reibungslose Wand vor, deren genügend kleiner Abstand vom Boden veränderlich gedacht werden kann, so folgt auch für die von Dr. Nusselt vorausgesetzte Reibungslosigkeit der Seitenwände für den hydraulischen Radius:

Fig. 2.

$$R = s,$$

mithin nach Gl. (3) eine mit s abnehmende Geschwindigkeitsverteilung, die jedoch nach früherem mit einer wesentlichen Steigerung des hydraulischen Druckes untrennbar verknüpft ist.

Fig. 1.

Selbstverständlich stellt auch die fingierte Annahme einer erzwungenen Parallelströmung nur ein Näherungsbild vor, was ja aus meiner Veröffentlichung schon aus dem Grunde hervorgeht, weil doch der Bielschen Formel ein im Sinne der exakten Hydromechanik erwünschter Genauigkeitgrad nicht zukommt. Aus dem Grunde aber die Geschwindigkeitsverteilung einer Reibungsströmung überhaupt offen zu lassen und zu warten, bis es der reinen Theorie gelingt, exakte Reibungsformeln aufzustellen, halte ich in Hinblick auf die rein technische Bedeutung der in Rede stehenden Frage und meiner auch auf die praktischen Bedürfnisse gerichteten Lösung derselben für unzulässig.

Eine vollständig exakte Behandlung des Turbulenzproblemes müßte zweifellos von den Versuchsergebnissen ausgehen, welche durch Einspritzen von Farblösungen und dergl. in Reibungsströmungen gewonnen werden. Meine darüber angestellten Versuche ließen die auch von andrer Seite gefundene Tatsache erkennen, daß die räumliche Ausbreitung der Farblösungen derart rasch vonstatten geht, wie dies nur durch eine Durchmischung der einzelnen Flüssigkeitselemente erklärt werden kann.

Mithin wäre einer streng analytischen Behandlung der Turbulenz eine in den drei Richtungen des Raumes veränderliche Geschwindigkeitsverteilung zugrunde zu legen, was meiner Meinung nach auf derartige Schwierigkeiten stoßen dürfte, daß ich weder heute noch in der Zukunft auf die Ermittlung derselben ohne Zuhülfenahme von empirisch bestimmten Erfahrungswerten glaube.

Wenn daher der derzeitige Stand der Hydromechanik eine rechnerische Verfolgung der durch die Turbulenz hervorgerufenen Geschwindigkeitsverteilung nur durch die fingierte Annahme einer Parallelströmung zuläßt, so müssen unnachsichtlich in diese Annahme auch alle jene Folgerungen einbezogen werden, welche die Entstehung einer turbulenten Bewegung ermöglichen, und zu dieser gehört zweifellos die erwähnte Drucksteigerung quer zur Stromrichtung.

Daß diese Parallelbewegung nur erzwungen bestehen kann, ist nur der Beweis für die Richtigkeit der gewählten Annahme.

Ich habe hier absichtlich das Bild einer erzwungenen Parallelströmung gewählt, um den Vergleich mit der Nusseltschen Annahme leichter und übersichtlicher durchführen zu können. Sollte sich jedoch Hr. Dr. Nusselt an diesem Bilde stoßen, so bleibt es ihm unbenommen, es durch eine Strömung zu ersetzen, welche durch ein Druckgefälle in der Kanalrichtung und quer zu derselben eingeleitet wird. Die Ergebnisse bleiben, wie leicht einzusehen, die gleichen.

Es ist daher entschieden unrichtig, wenn Hr. Dr. Nusselt meinen Ansatz über die Schubspannungen, der, wie aus meiner durchaus richtigen Gleichung

$$t b L = p b s$$

hervorgeht, zur Bestimmung der mittleren Drucksteigerung benutzt wird, falls auch die Einwirkung des über $X X_1$ (Fig. 1 meiner Veröffentlichung) fließenden Teilstromes berücksichtigt wird, mit jedem bei der Annahme einer Parallelströmung durchaus hypothetischen »Turbulenzglied« verwechselt.

Mithin sind auch alle von Hrn. Dr. Nusselt aus dieser Annahme gezogenen Schlußfolgerungen hinfällig, weshalb durch dieselben die Ergebnisse meiner Arbeit nicht beeinflußt werden. Schließlich habe ich in meiner Veröffentlichung sowohl einleitend, als auch am Schlusse ausdrücklich erwähnt, daß sich die bisher veröffentlichten Untersuchungen nur auf eine durch den Druck H eingeleitete Reibungsströmung beziehen, weshalb ich eine weitere Verwechslung dieser Strömungsart mit jener einer reinen Reibungsströmung, die etwa in langen schwach geneigten Kanälen beobachtet werden kann, durch Hrn. Dr. Nusselt doch kaum annehmen darf.

Indem ich Sie um Aufnahme dieser Ausführungen in Ihrer geschätzten Zeitschrift bitte, zeichne ich

mit vorzüglicher Hochachtung

Dr. Kaplan.

Neuere Bestrebungen im Dampfkesselbau.

In Nr. 44 S. 1780 Ihrer geschätzten Zeitschrift ist eine Vorrichtung zur Regelung der Temperatur des überhitzten Dampfes in Verbindung mit einem Werner-Hartmann-Kessel beschrieben, bei welcher dem überhitzten Dampf zur Regelung seiner Temperatur Wärme durch den Sattdampf entzogen wird, wobei der Regler, wie es dort heißt, »gleichzeitig auf einfache Weise zur Dampftrocknung des Dampfes, der dem Vorderkessel entnommen wird, dient«.

Da nicht zum Ausdruck gebracht ist, welcher der im Text genannten Bauarten das beschriebene Regelungsverfahren entspricht, so sehen wir uns veranlaßt, festzustellen, daß es sich hier um eine Anwendung unseres durch D. R. P. Nr. 245893 und Zusätze geschützten »Verfahrens zur Regelung der Temperatur des überhitzten Dampfes bei Dampferzeugern« handelt.

Gummersbach, den 22. November 1912.

Hochachtungsvoll

L. & C. Steinmüller.

Angelegenheiten des Vereines.

Tafelblätter 1 bis 16 aus den Figuren der Zeitschrift 1912.

Von den bereits in der 48. Hauptversammlung in Koblenz (s. Z. 1907 S. 1524) genehmigten und in der Vorstandsitzung vom 18. März d. J. (s. Z. 1912 S. 816) beschlossenen Tafelblättern haben wir eine Probemappe herausgegeben (s. Z. 1912 S. 1020) und an die technischen Schulen und größeren Fabriken gesandt. Die uns daraufhin zugegangenen, zum größten Teil zustimmenden Aeußerungen bestärkten uns in der Ueberzeugung, daß mit diesem Unternehmen der technischen Welt ein Dienst erwiesen werde.

Wir stellen nunmehr die ersten beiden Tafelmappen, Tafelblatt 1 bis 8 und 9 bis 16, der Fachgruppen »Landfahrzeuge« und »Förder- und Hebemaschinen« zum Verkauf. Weitere Mappen der Fachgruppen »Kraftmaschinen«, »Bauingenieurwesen«, »Stoffkunde und Bearbeitungsmaschinen« sollen in kürzester Zeit folgen.

Tafelblätter 1 bis 8 enthalten Lokomotiven, Personen- und Güterwagen, Tiefladewagen, Düngerwagen, benzolelektrische Lokomotiven, Motorfeuerspritzen usw.; Tafelblatt 9 bis 16 Rohrpostanlage, Gebläsemaschinen, Pumpmaschinen und Wasserwerke, Beschickungsanlagen, Getreidespeicher, Brückenkrane. Der Preis von je 8 Blättern in einer kräftigen Heftmappe beträgt

für Lehrer und Schüler technischer Lehranstalten . 1,20 *M*
für Mitglieder des Vereines . . . . 1,80 »
für sonstige Bezieher . . . . 2,40 »

(Versendung im Inland postfrei. Portozuschuß für das Ausland 10 ₰.)

Wir sind uns bewußt, daß die Einteilung der Fachgruppen und die Anordnung der Figuren bei diesem ersten Versuch nicht allen Ansprüchen gerecht werden können. Wir glauben aber auch, daß diese Ansprüche und Wünsche je nach den Bedürfnissen der Praxis verschieden sein werden, so daß es notwendig ist, erst in längerer Benutzung die Erfahrungen zu sammeln, die die Grundlagen für etwaige Aenderungen und weitere Unterteilungen bieten können. Wir bitten daher alle Bezieher, uns ihre Erfahrungen und Wünsche mitzuteilen, damit wir auf diese Weise das Unternehmen so ausgestalten können, daß es den Bedürfnissen weitester Kreise genügt.

Die Redaktion.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, sind das **129.** und das **130. Heft** erschienen.

Heft 129 enthält:

Anton Gramberg: Wirkungsweise und Berechnung der Windkessel von Kolbenpumpen.

Heft 130 enthält:

Heinrich Gröber: Der Wärmeübergang von strömender Luft an Rohrwandungen.

Richard Poensgen: Ein technisches Verfahren zur Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit plattenförmiger Stoffe.

Der Preis des Heftes beträgt 2 *M* postfrei im Inland; für das Ausland wird ein Portozuschlag von 20 ₰ erhoben. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen der Kommissionsverlag von Julius Springer, Berlin W. 9, Link-Straße 23/24, und alle Buchhandlungen entgegen.

Lehrer, Studierende und Schüler der Technischen Hoch- und Mittelschulen können das Heft für 1 *M* beziehen, wenn sie Bestellung und Bezahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, richten.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin W. — Buchdruckerei A. W. Schade in Berlin N.